АКАДЕМИЯ НАУК СССР

АКАДЕМИК
С. П. СЫРОМЯТНИКОВ

ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС ПАРОВОЗА

*

ИЗДАТЕЛЬСТВО
АКАДЕМИИ НАУК СССР



СЕРГЕЙ ПЕТРОВИЧ
СЫРОМЯТНИКОВ

1891—1951

39.22

АКАДЕМИЯ НАУК СССР

6Т1.2
С 95

АКАДЕМИК
С. П. СЫРОМЯТНИКОВ

ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС ПАРОВОЗА

*

С ПРИЛОЖЕНИЕМ ОЧЕРКА НАУЧНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ
С. П. СЫРОМЯТНИКОВА

Инв. № 13880 4

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ НАУК СССР
МОСКВА · 1955

Ответственный редактор
академик М. В. КИРПИЧЕВ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Многочисленные труды академика Сергея Петровича Сыромятникова, издававшиеся на протяжении более 30 лет, вплоть до 1953 г., известны широким кругам читателей и особенно тысячам специалистов в области паровозной теплотехники, работающим как в конструкторских бюро паровозостроительных заводов, так и по эксплуатации огромного паровозного парка нашей страны. Однако, несмотря на весьма широкое распространение трудов С. П. Сыромятникова, Президиум Академии наук СССР счел необходимым опубликовать в однотомном издании главное и основное сочинение академика «Тепловой процесс паровоза», предпослав ему научный обзор остальных его работ.

Таким образом, целью издания однотомника является не столько пропаганда научных трудов С. П. Сыромятникова, сколько освещение научного наследия крупного советского ученого, основоположника паровозной теплотехники, выдающегося организатора и руководителя широких экспериментальных и теоретических исследований в этой области, новатора в паровозостроении, непревзойденного лектора и талантливого организатора высшего образования на железнодорожном транспорте.

В связи с поставленной задачей получает некоторую специфику и профиль книги. В ней кратко, но по возможности всеобъемлюще изложены материалы и даты из жизни и деятельности С. П. Сыромятникова, дан научный обзор его основных работ, составляющих вехи в развитии паровозной науки, и почти полностью, с внесением небольших исправлений, приведено важнейшее сочинение — «Тепловой процесс паровоза». Последнее составляет эпоху в паровозной науке и пока еще не имеет себе подобных по широте охвата и глубине исследования основных проблем теплового процесса паровоза и поэтому его переиздание является весьма важным. Это сочинение очень удачно иллюстрирует многогранную деятельность выдающегося ученого, творчески отображавшего действительность, настойчиво прокладывавшего новые пути, с успехом вовлекавшего в круг своей новаторской деятельности и инженерно-технических работников, и студенчество. Материалы о жизни и деятельности и библиография трудов С. П. Сыромятникова подтверждают сказанное выше.

Развитие паровозостроения в России, начиная с момента его становления, шло своим, независимым путем. Понятно, что все прогрессивные и научно обоснованные иностранные новшества учитывались русскими

учеными и инженерами, но это не походило на раболепие и слепое копирование. Более того, исторически доказанными и неопровержимыми фактами являются многочисленные примеры замалчивания приоритета наших отечественных ученых, в том числе и инженеров-паровозостроителей, изыскания которых зачастую использовались за рубежами нашей страны без соответствующих оговорок. Так, широко известны работы Е. Нольтейна по созданию сочлененных паровозов, его же работы по применению перегретого пара на паровозах, работы А. Бородина по применению паровых рубашек в цилиндрах паровой машины паровоза и другие, которые, к сожалению, из-за плохо оберегавшегося приоритета русских ученых и инженеров, впоследствии появились в нашей стране как зарубежные новинки.

Необходимо отметить, что, начиная с самых первых печатных изданий по паровозам, выявляются выдающееся, мировое значение трудов русских ученых, их прогрессивная техническая мысль, часто опережавшая развитие производительных сил страны, широкая постановка проблем паровозостроения. Без сомнения, можно говорить о руководящей роли русской паровозной науки на всех этапах ее развития и о приоритете отечественных деятелей паровозостроения. Пожалуй, ни одна страна, кроме нашей, не может представить столь славной плеяды паровозников, как Бородин, Нольтейн, Лопушинский, Петров, Раевский, Сыромятников, Лебедянский и многие другие.

Роль Сергея Петровича Сыромятникова в развитии паровозной науки и паровозостроения в СССР поистине огромна. Вся деятельность Сергея Петровича, его творческая жизнь протекала в период расцвета советской промышленности, расцвета социалистической науки, невиданного подъема материальных и духовных сил народа, когда, по призыву Коммунистической партии, ученые нашей страны посвятили себя службе народу, отдавая все свои силы и знания делу строительства социализма. В борьбе со старым, враждебным, отсталым появлялись новые выдающиеся достижения социалистической науки, направленные на служение народу во имя его могущества и величия. Таким был и путь развития паровозостроения, науки о паровозах.

Советский академик С. П. Сыромятников беззаветно и последовательно служил развитию любимого дела. Результаты деятельности Сергея Петровича Сыромятникова велики и важны; ученики и последователи, придирчивые критики и многочисленная армия инженеров считают его основоположником школы советских теплотехников-паровозников.

АКАДЕМИК СЕРГЕЙ ПЕТРОВИЧ СЫРОМЯТНИКОВ
(1891—1951)

Сергей Петрович Сыромятников родился 10 июля 1891 г. в селе Курбы Ярославского уезда в семье врача. В 1909 г. он окончил Первую мужскую гимназию в г. Пензе с серебряной медалью и поступил в Московское высшее техническое училище (МВТУ). Во время обучения в МВТУ Сергей Петрович прошел длительную стажировку, работая в качестве помощника машиниста и паровозного машиниста в депо Пенза.

В 1917 г. С. П. Сыромятников успешно окончил МВТУ, защитив дипломный проект по специальности «Паровозы», и поступил в Экспериментальный институт путей сообщения, только что созданный советским правительством. В Экспериментальном институте путей сообщения, который в 1920 г. был преобразован в Высший технический комитет, а позднее — в Научно-технический комитет НКПС, С. П. Сыромятников работал вплоть до 1927 г. в качестве инженера и старшего инженера. В тот период в работе Экспериментального института путей сообщения принимали участие такие корифеи русской научной мысли, как профессор Н. Е. Жуковский и академик С. А. Чаплыгин.

Молодого инженера заинтересовали и увлекли тогда еще весьма слабо разработанные вопросы теории тепловой работы паровоза. В 1917 г. публикуется его первая статья «К вопросу о коэффициентах теплопередачи в паровозном котле» («Вестник инженеров», ноябрь 1917 г.), посвященная критическому анализу формул для определения коэффициентов теплопередачи в паровозном котле, распространенных в то время в технической литературе по паровозам.

В первые годы своей инженерной деятельности С. П. Сыромятников занимается изучением и обобщением обширного экспериментального материала, накопленного в результате систематических испытаний отечественных паровозов, проводившихся в течение ряда лет «Конторой опытов над типами паровозов».

В результате четырехлетнего напряженного труда С. П. Сыромятников впервые создал теорию тепловой работы паровоза, изложенную им в статьях журнала «Техника и экономика путей сообщения» и в капитальной монографии «Исследование рабочего процесса паровозного котла и пароперегревателя».

С 1918 г. начинается преподавательская деятельность С. П. Сыромятникова в МВТУ на кафедре «Паровозы», длившаяся в этом учебном заведении вплоть до 1941 г., а с 1921 г. также и на Высших технических курсах НКПС. Наряду с изысканиями по созданию теории тепловой работы паровоза и педагогической деятельностью он принимал непосредственное активное участие в испытании паровозов, внедрении водоподогревателей и т. п.

Основываясь на результатах своих теоретических и экспериментальных исследований, С. П. Сыромятников создал совершенно новую научную дисциплину «Тепловой процесс паровоза», впервые прочитанную им как самостоятельный курс в 1923/24 учебном году на Московских высших технических курсах НКПС. Этот курс был первым в мире систематическим изложением теории тепловой работы паровоза; в зарубежной технической литературе о паровозах и по сей день нет подобных работ.

В 1925 г. С. П. Сыромятникова избирают профессором и начальником кафедры «Паровозы» тягового факультета Московского института инженеров транспорта (МИИТ). С 1931 г. этот факультет выделяют в самостоятельный Московский электро-механический институт инженеров железнодорожного транспорта (МЭМИИТ), где Сергей Петрович работал до конца своей жизни.

Ввиду перегруженности педагогической работой он оставил в 1927 г. штатную работу в НКПС, продолжая, однако, состоять консультантом Научно-технического комитета НКПС вплоть до 1934 г.

С 1934 по 1938 г. С. П. Сыромятников являлся членом Научно-технического Совета НКПС, а с 1938 по 1940 г.— председателем его Локомотивно-вагонной секции.

В 1935 г. С. П. Сыромятникову была присвоена ученая степень доктора технических наук без защиты диссертации. Правительство высоко оценило его заслуги в подготовке кадров, наградив в 1936 г. орденом Трудового Красного Знамени. В том же году его награждают нагрудным знаком «Почетному железнодорожнику».

С. П. Сыромятников наряду с теоретической разработкой вопросов тепловой работы паровоза принимает активное участие в работе НКПС по решению многих вопросов, связанных с постройкой новых паровозов, модернизацией эксплуатирующегося парка и пр. Одним из первых среди ученых железнодорожного транспорта он откликнулся на возникновение кривоносовского движения на транспорте, научно обосновав и обобщив опыт передовых машинистов. Известны также его теоретические работы по вопросам тепловой модернизации существующего паровозного парка.

В 1939 г. под руководством С. П. Сыромятникова коллективом кафедры «Паровозы» МЭМИИТ была начата разработка проекта комплексной модернизации паровоза серии $Э^{м}$, а в 1941 г.— произведено переоборудование двух паровозов на Ростовском н/Д паровозоремонтном заводе.

В 1939 г. Народный комиссариат путей сообщения отмечает выдающуюся работу С. П. Сыромятникова награждением значком «Ударнику сталинского призыва» и рядом почетных грамот.

Великая Отечественная война не прервала научной, инженерной и педагогической деятельности С. П. Сыромятникова. В трудных условиях второй мировой войны он производил испытания паровоза, модернизированного в 1941 г., разрабатывал новую методику теплового расчета котла, усиленно работал над проблемой конусно-вытяжного устройства паровозов, создавал новую методику определения основных размеров проектируемых паровозов и построения для них тягово-теплотехнических характеристик.

Успешно разрешая проблемы паровозной теплотехники, С. П. Сыромятников выполнял (1940—1948 гг.) большую работу в качестве главного эксперта по паровозам Экспертно-технического отдела Министерства путей сообщения, руководил актуальной для транспорта военного времени работой по испытанию топок дровяного отопления, поддерживал систематическую деловую связь с передовыми машинистами, изучал и обобщал методы отопления и рационального использования паровоза при работе на низкосортном местном топливе, примененные знатным тульским машинистом Коробковым, принимал активное участие в изучении и обобщении лунинского движения на железнодорожном транспорте, сыгравшего значительную роль в выполнении заданий партии и правительства по обеспечению перевозок военного времени.

В течение долгих лет С. П. Сыромятников являлся членом Ученого совета Всесоюзного центрального научно-исследовательского института МПС и ответственным редактором журнала «Техника железных дорог».

За выдающиеся заслуги в развитии железнодорожного транспорта в 1942 г. С. П. Сыромятников награждается орденом Ленина.

В 1943 г. Сергею Петровичу присваивается почетное звание заслуженного деятеля науки и техники РСФСР; тогда же он удостаивается Сталинской премии второй степени за выдающиеся работы в области науки и техники. В том же году он был избран в действительные члены Академии наук СССР и правительство присвоило ему персональное звание генерал-директора тяги первого ранга.

За выдающиеся заслуги в развитии науки и техники (в связи с 220-летием Академии наук СССР) в 1945 г. С. П. Сыромятников награждается орденом Трудового Красного Знамени и орденом Красной Звезды — за самоотверженную и плодотворную работу, способствовавшую выполнению заданий правительства и военного командования по железнодорожным перевозкам в период Великой Отечественной войны.

1946 год явился знаменательным в жизни Сергея Петровича; партийной организацией Московского ордена Трудового Красного Знамени электро-механического института инженеров ж.-д. транспорта он был принят в члены КПСС.

В 1946 и 1947 гг. С. П. Сыромятников был награжден медалями «За доблестный труд в период Великой Отечественной войны» и «В память 800-летия Москвы».

В 1947 г. Сергей Петрович Сыромятников выдвинул идею создания высокоэкономичного паровоза, которая отличалась большой смелостью и оригинальностью в решении поставленной проблемы. До последних дней своей жизни он руководил проектированием, проведением исследовательских работ и постройкой паровоза, в котором практически осуществлялась эта идея. Такой паровоз был построен Ворошиловградским паровозостроительным заводом в 1953 г. и в настоящее время проходит цикл соответствующих испытаний.

Последние годы своей жизни С. П. Сыромятников много внимания уделял разработке вопросов теплового процесса паровозных топок, считая, что углубление наших знаний в этом направлении может значительно улучшить топливоиспользование паровозами.

Весь жизненный путь академика С. П. Сыромятникова был ярким примером патриотического служения социалистической родине, трудовому народу. Основой его научной деятельности являлось постоянное стремление к разрешению вопросов, выдвигаемых практикой, жизнью. Непрерывное общение с производством, участие в решении практических вопросов железнодорожного транспорта обеспечили исключительную плодотворность и актуальность его научной деятельности.

С. П. Сыромятников известен не только как крупнейший ученый, он широко известен и как опытный педагог. Будучи прекрасным лектором, он умел интересно, в доступной, но в то же время в строго научной форме, излагать труднейшие вопросы тепловой работы паровоза, и неизменно пользовался любовью своих многочисленных слушателей. Он воспитал многих специалистов, успешно работающих на железнодорожном транспорте.

4 марта 1951 г. внезапная смерть оборвала разностороннюю деятельность академика С. П. Сыромятникова в период ее полного расцвета.

Н. И. Панов.

Доцент, кандидат техн. наук
Н. И. ПАНОВ

ОЧЕРК НАУЧНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ АКАДЕМИКА С. П. СЫРОМЯТНИКОВА

Академик Сергей Петрович Сыромятников (1891—1951) являлся основоположником одной из важнейших отраслей науки о железнодорожном транспорте — паровозной теплотехники — и одним из создателей научного проектирования паровозов.

В многочисленных работах С. П. Сыромятникова, опубликованных за 30-летний период его производственной, научно-технической и педагогической деятельности, освещены разнообразные вопросы тепловой работы котла и паровой машины паровоза, их проектирования и наиболее рационального использования паровоза как подвижной теплосиловой установки в эксплуатационных условиях. Эти работы нашли свое полное отражение в основном труде С. П. Сыромятникова — «Тепловой процесс паровоза».

Естественно, что взгляды на тепловые процессы котла и машины паровоза, методика их расчета и проектирования, изложенные в последнем издании «Теплового процесса паровоза», значительно отличаются, в целом ряде моментов, от трактовки, имевшей место в более ранних работах.

Учитывая развитие и достижения современной теплотехнической мысли, введение в эксплуатацию новых конструкций, накопление нового опытного материала по исследованию работы паровозных котлов и машин, а также новые, прогрессивные методы эксплуатации паровозов, С. П. Сыромятников систематически исправлял и улучшал методику теплового расчета паровоза, охватывая все больший круг вопросов.

Настоящая статья ставит целью — осветить на основании выполненных и опубликованных работ главные этапы научно-технического творчества С. П. Сыромятникова, процесс создания им теории тепловой работы паровоза, изложенной в данном издании.

В течение почти ста лет существования паровозов их проектирование в большинстве стран мира стояло на очень низком научном уровне. Преимущественно оно сводилось к несложным расчетам отдельных деталей

и узлов паровоза на прочность. Вопросы определения размеров котла и паровой машины паровоза, необходимых для достижения заданной мощности, решались или при помощи необоснованных в научном отношении грубых эмпирических зависимостей, которые подчас не имели в основе надежного экспериментального материала, или путем простого сопоставления с ранее построенными паровозами. Развитию научно обоснованного проектирования паровозов в XIX столетии препятствовало отсутствие систематического изучения работы уже построенных и эксплуатирующихся паровозов.

Первые научно поставленные опыты над паровозами были проведены русскими инженерами А. П. Бородиным и Л. П. Леви в период 1882—1886 гг., в специально созданной А. П. Бородиным стационарной лаборатории при Киевских железнодорожных мастерских. Это была первая в мире паровозная лаборатория. В последующем известны опыты над паровозами на б. Херсоно-Николаевской железной дороге (1898—1900 гг.). Однако в этих испытаниях главное внимание обращалось на изучение работы паровой машины; сколько-нибудь полные исследования работы паровозного котла не производились.

С 1900 по 1917 г. идеи А. П. Бородина и Л. М. Леви об испытаниях паровозов в пути при помощи динамометрического вагона получили развитие в работах «Конторы опытов над типами паровозов», организованной при Министерстве путей сообщения. В этот период русские инженеры-тяговики разработали весьма совершенную методику испытания паровозов в эксплуатационных условиях.

В 1906 г. удалось наладить анализ газов на ходу паровоза. В 1908 г. динамометрический вагон б. Екатерининской ж. д. был снабжен компенсационными пирометрами. Но все же до 1913 г. главное внимание при испытании паровозов обращалось на паровую машину и на получение так называемых тяговых характеристик паровоза.

В 1913 г. на б. Николаевской ж. д. началось планомерное, более или менее полное исследование тепловой работы паровозных котлов в пути.

В период с 1913 по 1917 г. на Николаевской, Южных, Северо-западной, Пермской, Северо-Донецкой, Самаро-Златоустовской, Московско-Курской и Московско-Нижегородской железных дорогах были произведены многочисленные опыты над паровозными котлами разных серий при сжигании в них самых разнообразных сортов топлива — нефти, углей, дров и торфа (большинство опытов производилось при нефтяном отоплении паровоза). В 1916 г. впервые в мире были осуществлены в широком масштабе опыты на охлаждение котла паровоза серии $Ов^{ч}$.

Накопленный опытный материал и по своему объему и по научной ценности превосходил все сделанное в этой области за границей. Однако в первый период этот богатейший материал был использован главным образом для выявления тягово-эксплуатационных свойств паровозов и положил начало науке о тяге поездов, созданной русскими инженерами.

Результаты же теплотехнических наблюдений и замеров, производившихся во время испытаний паровозов, не получали какого-либо систематического обобщения.

С. П. Сыромятников, окончив в 1917 г. Московское высшее техническое училище, поступил в только что созданный Экспериментальный институт путей сообщения.

Для молодого инженера, воспитанного на лекциях одного из основоположников русской теплотехники — проф. К. В. Кирша и крупнейшего русского теплотехника проф. В. И. Гриневецкого, было понятно, что научно обоснованное проектирование и рациональная эксплуатация такой сложной, подвижной теплосиловой установки, как паровоз, немыслимы без раскрытия закономерностей протекания в нем многообразных тепловых процессов. С. П. Сыромятников отдавал также себе отчет и в том, что познание закономерностей тепловых процессов, происходящих в котле и машине паровоза, возможно лишь в результате научного анализа и обобщения экспериментального материала, что попытки создания теории тепловых процессов в паровозе, не опирающейся на фактический материал испытаний, обречены на неудачу. Ясное понимание взаимоотношения теории и практики, теории и опыта обеспечили удачное разрешение задач, которые поставил перед собой молодой инженер.

В работе «Термическое исследование рабочего процесса паровозной машины» (1923 г.) С. П. Сыромятников писал: «При исследовании сложных машин-двигателей наиболее важную роль играет экспериментальное исследование. При решении широкого круга вопросов, касающихся работы тепловых установок, теория и опыт являются необходимым и обязательным дополнением друг друга. Совершенно ясно, что в научных целях недостаточно простой фиксации протекания тех или иных процессов. Такая фиксация, если она и достаточно точна и исчерпывающа, может лишь помочь разобраться в схеме данного явления, но совершенно не дает возможности отвести этому явлению то или иное место в ряду других ему подобных.

Совсем иное дело, если мы путем строго логического мышления заранее предугадали закономерность данного явления и дали хотя бы в самых общих чертах ее математическую формулировку. Каждое такое логически осмысленное познавание, как результат сознательной и обобщающей работы мысли, является новой ступенью научного прогресса.

Если мы имеем дело с явлением или комплексом явлений, достаточно сложных для непосредственного познавания, то хотя бы нам и удалось, в конце концов, разобраться в этих явлениях и дать их теорию, у нас все же не может быть полной уверенности в правильности построенной нами сложной логической цепи, проверить и подтвердить которую может только непосредственно опыт.

В целях получения наиболее надежных и практически ценных опытных данных самый опыт должен производиться в условиях, возможно более близких к обстановке регулярной, повседневной работы данной машины».

Аналогичная трактовка соотношения теории и эксперимента в познании сложных явлений дана во введении к курсу «Тепловой процесс паровоза» (1926 г.): «Приступая к изучению сложных тепловых машин-двигателей, мы прежде всего должны констатировать тот факт, что данных теории оказывается зачастую недостаточно для исчерпывающего выяснения того чрезвычайно сложного и многообразного комплекса явлений, из которых состоит рабочий процесс таких двигателей. Ввиду этой сложности даже теоретически вполне обоснованные принципы приобретают особенный авторитет и значение только в том случае, если они находят опытное подтверждение. Таким образом, надо признать, что теория и опыт при разрешении всевозможных вопросов об экономичности работы тепловой установки являются необходимым и обязательным дополнением один к другому».

Твердая убежденность в том, что только гармоничное сочетание теории и эксперимента дает эффективное разрешение сложных вопросов работы тепловых машин, позволила С. П. Сыромятникову приняться за систематизацию и научную обработку большого количества опытного материала, находившегося в архивах Экспериментального института путей сообщения.

В результате трехлетнего напряженного труда С. П. Сыромятникову удалось в 1920 г. обработать и обобщить данные о работе паровозного котла по результатам 200 опытных поездок с паровозами нефтяного отопления серий $Н^{В}$, $О^{О}$, Б, $Н^{П}$, С, $К^{У}$, $У^{У}$, $Ы^{Ч}$ и $Н^{Ш}$. Первые результаты исследования были изложены в статье «Исследование рабочего процесса паровозного котла», помещенной в журнале «Техника и экономика путей сообщения» № 1—2 за 1921 г. Полностью исследование было опубликовано в 1923 г. в монографии «Исследование рабочего процесса паровозного котла и пароперегревателя».

Главной целью исследования являлось выяснение закона изменения топочного коэффициента теплопередачи $K_т$, коэффициента теплопередачи в дымогарных трубах $K_д$, «действительной» температуры нефтяного факела T_1, температуры газов, поступающих в дымогарные и жаровые трубы, T_2, температуры отходящих газов T_3, коэффициента разделения газов сгорания между дымогарными и жаровыми трубами β, коэффициента избытка воздуха α, коэффициента лучеиспускания в топке σ, абсолютной величины топочных потерь q_2 и установление наивыгоднейшей величины коэффициента избытка воздуха для паровозов нефтяного отопления [1].

---

[1] Здесь и далее все обозначения приняты соответственно пятому изданию курса «Тепловой процесс паровоза», а не по оригиналам.

Вся работа состоит из следующих четырех частей:

I. Исследование процесса теплопередачи в паровозном котле.

II. Определение наивыгоднейших условий сжигания нефти в паровозных топках.

III. О паровозных пароперегревателях.

IV. Теплоотдача через обшивку паровозного котла.

В начале первой части исследования С. П. Сыромятников констатирует, что данные анализа продуктов сгорания, полученные при опытных поездках, дают преуменьшенные значения окиси углерода CO ввиду неполного ее поглощения аммиачным раствором полухлористой меди, а определение CO по формуле Ломшакова дает преувеличенные значения и принципиально неправильно, так как формула Ломшакова предполагает совершенное сгорание углерода топлива, что не соответствует условиям работы паровозных котлов. Однако во всех последующих трудах С. П. Сыромятников применяет формулу проф. Ломшакова по причине невозможности более точного определения CO в продуктах сгорания.

Исходя из предположения, что в паровозном котле в с ю д у теплопередача происходит по закону Ньютона (Сергей Петрович Сыромятников ошибочно именует уравнение Ньютона законом Редтенбахера), он производит вывод уравнения теплопередачи для поверхности нагрева дымогарных труб. Этот вывод и конечная формула (см. формулу 91 настоящего издания) без существенных изменений проходят через все труды С. П. Сыромятникова. Сергей Петрович указывал, что уравнение Ньютона справедливо лишь для случая теплопередачи конвекцией, а при наличии лучистого теплообмена имеет место закон Стефана—Больтцмана. У с л о в н о принималось, что при одновременной теплопередаче конвекцией и лучеиспусканием можно пользоваться уравнением

$$dQ = KhdH\,(T - t)^n, \tag{1}$$

где dQ — количество тепла, переданного от одного тела к другому, ккал;

K — коэффициент пропорциональности, ккал / м² час °C;

h — время, в течение которого происходила теплопередача, час.;

dH — бесконечно малый элемент поверхности нагрева, м²;

T и t — температуры «горячего» и «холодного» тел, °C;

n — показатель степени, являющийся функцией температуры «горячего» тела.

Подробно описывалась методика обработки опытных данных, полученных при поездках с бесперегревными паровозами. Эта методика сводилась к определению состава рабочего топлива (с учетом расхода пара на пульверизацию нефти), степени совершенства сгорания углерода топлива, к определению часового расхода топлива и условной интенсивности горения, коэффициентов уравнения тепла, располагаемого тепла, тепловых потерь от несовершенства сгорания углерода и от химической неполноты сгорания, коэффициента полезного действия топочной

камеры, «действительной» температуры в топке, коэффициента теплопередачи в дымогарных трубах, скорости газового потока в дымогарных трубах, потерь тепла с отходящими газами, полезного тепла и потерь на наружное охлаждение.

Подсчет коэффициентов уравнения тепла M и N производился так же, как и в настоящем издании «Теплового процесса паровоза».

При выводе расчетных формул для произведений $G_b c$ и $G_b \delta$ были приняты теплоемкости отдельных компонентов продуктов сгорания по данным Гольборна и Генинга (1907 г.). Несмотря на то, что в дальнейшем значения теплоемкостей газов, входящих в состав продуктов сгорания, неоднократно уточнялись и в последнее время получили широкое распространение данные Всесоюзного теплотехнического института, С. П. Сыромятников и в последних своих работах не изменил расчетных формул для $G_b c$ и $G_b \delta$. Причина этого заключалась в том, что замена устаревших данных новыми требовала полной переработки всего опытного материала, лежащего в основе схемы теплового расчета, разработанной С. П. Сыромятниковым, и это привело бы к уточнению количеств тепла, определяемых по уравнению $Q = MT + NT^2$, на 2—3%, т. е. к уточнению, лежащему в пределах точности величин, получаемых непосредственными замерами при испытаниях паровозов.

Коэффициент совершенства сгорания углерода топлива (при нефтяном отоплении), представляющий отношение количества углерода, фактически газифицированного в топке (C″), к количеству углерода, содержащегося в топливе (C), определялся из выражения

$$\frac{N_2}{CO_2 + CO} = \frac{0{,}611\alpha \frac{1}{O_p}\left(\frac{8}{3} C \cdot x + 8H - O\right)}{1{,}867\, C\, x}, \qquad (2)$$

где x — коэффициент совершенства сгорания углерода;

C, H, O — содержание углерода, водорода и кислорода в топливе по весу;

O_p — содержание кислорода в воздухе по весу;

CO_2, N_2 и CO — содержание углекислоты, азота и окиси углерода в продуктах сгорания по объему.

Потери тепла от несовершенства сгорания углерода топлива принимались по формуле

$$q_2' = \left(1 - \frac{K_p^{н'}}{K_p^{н}}\right) 100\%. \qquad (3)$$

Здесь $K_p^{н'}$ — низшая теплотворная способность топлива при учете несовершенства сгорания углерода, $\frac{ккал}{кг}$;

$K_p^{н}$ — то же, но при условии полного и совершенного сгорания углерода топлива.

В развернутом виде (после подстановки вместо $K_{\text{р}}^{\text{н}'}$ и $K_{\text{р}}^{\text{н}}$ их значений по формуле Менделеева) формула (3) представлялась так:

$$q_2' = \frac{8100\,\text{C}\,(1-x)}{81\text{C} + 300\text{H} - 26\,\text{O} - 6\,(9\text{H} + W)}\ \%. \qquad (3а)$$

Потеря от химической неполноты сгорания выявлялась, как

$$q_2'' = \frac{56{,}9\,\text{C}x\dfrac{\text{CO}}{\text{CO}_2 + \text{CO}}}{K_{\text{р}}^{\text{н}}}\ \%. \qquad (4)$$

Располагаемое тепло в топке подсчитывалось по уравнению

$$Q_{T_1} = \eta_{\text{т}} B_h K_{\text{р}}^{\text{н}} + Q_{t_0}, \qquad (5)$$

где $\eta_{\text{т}}$ — коэффициент полезного действия топочной камеры, определяемый как $\eta_{\text{т}} = 1 - \dfrac{q_2' + q_2''}{100}$;

B_h — часовой расход топлива, кг / час;

Q_{t_0} — тепло, внесенное в топку с топливом и воздухом, ккал/час.

«Действительная» температура топки, в соответствии с уравнением тепла:

$$T_1 = \frac{-M + \sqrt{M^2 + 4NQ_{t_1}}}{2N}. \qquad (6)$$

Как в этой работе, так и в позднейших, С. П. Сыромятников под «действительной» температурой топки понимал ту фиктивную температуру газового потока, которая установилась бы в конце топочной камеры при отсутствии теплообмена со стенками топки.

Термин «действительная» температура нельзя признать удачным, так как в реальной топке эта температура не достигается. В современной теплотехнической литературе для этой величины применяются более подходящие термины: адиабатическая температура топки или температура вполне закрытой топки.

Сложный коэффициент теплопередачи топочной камеры подсчитывался по уравнению

$$K_{\text{т}} = \frac{(M + 2Nt_{\text{к}})\,2{,}303\,\lg\dfrac{T_1 - t_{\text{к}}}{T_2 - t_{\text{к}}} + 2N\,(T_1 - T_2)}{H_{\text{т}}}\ \text{ккал / м}^2\ \text{час °C}. \qquad (7)$$

Здесь T_2 — средняя температура газов в плоскости задней трубной решетки, °С;

$t_{\text{к}}$ — температура котловой воды, °С;

$H_{\text{т}}$ — газовая поверхность нагрева топки, м².

Уравнение (7) для определения сложного коэффициента теплопередачи в топочной камере применялось в трудах С. П. Сыромятникова вплоть

до 1940 г. В 1940 г. (см. далее) С. П. Сыромятников отказался от распространения уравнения теплопередачи, выведенного на основании рассмотрения чисто конвективной теплопередачи в дымогарных трубах, на топочную поверхность нагрева, где преобладающим является лучистый теплообмен.

Уравнение (7) принципиально неприменимо к топкам и по другой причине; коэффициенты M и N, входящие в уравнение, подсчитываются как постоянные величины (при заданном режиме работы котла) по составу продуктов сгорания на выходе из котла, тогда как они фактически, во всяком случае в пределах топочной камеры, являются переменными ввиду значительного изменения состава продуктов сгорания по мере догорания летучих и окиси углерода.

Использование уравнения (7) С. П. Сыромятников рассматривал как чисто условный расчетный прием, вызванный отсутствием каких-либо экспериментальных данных, позволяющих построить более правильную схему расчета (см. «Исследование температурного режима и процесса теплопередачи в паровозной топке». Труды МЭМИИТ, вып. X, 1940).

Коэффициент теплопередачи в дымогарных трубах определялся по уравнению:

$$K_{д} = \frac{(M + 2Nt_{к})\,2{,}303 \lg \dfrac{T_2 - t_{к}}{T_{з} - t_{к}} + 2N\,(T_2 - T_{з})}{H_{д}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час °C}, \qquad (8)$$

где $T_{з}$ — средняя температура отходящих из дымогарных труб газов, °C;

$H_{д}$ — газовая поверхность нагрева дымогарных труб, м².

Скорость газового потока в дымогарных трубах:

$$w_{д} = \frac{\rho L_{в} B_{h}\, 29{,}27\, (T_{абс})_{д}}{10330 \cdot 3600\, \Omega_{д}} \text{ м / сек}; \qquad (9)$$

$\rho = 1{,}07$ — отношение объема продуктов сгорания к объему атмосферного воздуха при одинаковых температурах;

$L_{в}$ — действительное количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива, кг / кг;

$(T_{абс})_{д}$ — среднеарифметическая абсолютная температура продуктов сгорания в дымогарных трубах в °K, определяемая, как $(T_{абс})_{д} = \frac{T_2 + T_{з}}{2} + 273$;

$\Omega_{д}$ — площадь живого сечения дымогарных труб, м².

Потери тепла с отходящими газами как в данной работе, так и во всех последующих, определялись по формуле:

$$Q_{з} = MT_{з} + NT_{з}^2 \text{ ккал/час} \qquad (10)$$

Потери тепла во внешнюю среду определялись как остаточный член теплового баланса.

В работе приводились графические зависимости, полученные в результате обработки опытных данных, топочных потерь паровозов различных серий от коэффициента избытка воздуха, интенсивности горения, часового расхода топлива и величины $\frac{b_ф}{E}$, представляющей отношение расхода пара на пульверизацию нефти (кг) к расходу топлива за опытную поездку (кг). Исходя из положения, что сумма тепловых потерь топочного процесса (q_2) и тепла, затраченного на приготовление пара, идущего на пульверизацию, должна быть минимальной, С. П. Сыромятников на основе анализа графических зависимостей пришел к выводу, что оптимальное значение величины $\frac{b_ф}{E} = 0{,}3 - 0{,}4$ кг / кг.

Сопоставляя кривые $q_2 = f(\alpha)$ и $q_2 = f'(Y)$ и исключая графически q_2, С. П. Сыромятников получил для паровозов различных серий зависимости $\alpha = f''(Y)$, установил факт падения коэффициента избытка воздуха (α) с возрастанием интенсивности горения (Y).

Анализ величин разрежений, получаемых в дымовых коробках паровозов, привел к эмпирической зависимости между разрежением (мм вод. ст.) в дымовой коробке (Δ_5) и скоростью пара (м / сек) при выходе из конуса в виде:

$$\Delta_5 = 0{,}0073\, V_к^2. \tag{11}$$

Применение уравнения Бернулли к газовому потоку и использование уравнения (11) дало возможность получить для коэффициента избытка воздуха полуэмпирическую зависимость [1]:

$$\alpha = \frac{\Omega_к}{f_к} \frac{B_m}{L_0 Y R} \sqrt{\frac{2g\, 10330\, m}{29{,}27\, (T_з)_{абс}\, (1 + \xi)}}, \tag{12}$$

в которой $\Omega_к$ — площадь живого сечения котла, м^2;
$f_к$ — площадь выхлопного сечения конуса, м^2;
B_m — расход машинного пара, кг / час;
L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива, кг;
Y — интенсивность горения топлива, кг / м^2 час;
R — площадь колосниковой решетки, м^2;
ξ — коэффициент гидромеханического сопротивления котла;
m — эмпирический коэффициент из уравнения типа

$$\Delta_5 = m \left[\frac{B_m}{f_к}\right]^2. \tag{13}$$

Анализ температур, имеющих место в паровозных котлах, дал возможность получить ряд эмпирических зависимостей, удовлетворительно

[1] Формула (12) является прототипом формулы (383) настоящего издания «Теплового процесса паровоза».

Инв. № 13880ч

объединяющих непосредственные данные опытов. Теоретическая температура горения, легко определяемая из уравнения тепла, выражается так же эмпирической формулой:

$$T_0 = \frac{10\,000}{3{,}5\alpha + 1{,}2}. \tag{14}$$

Для определения «действительной» температуры дается эмпирическая зависимость:

$$T_1 = \frac{10\,000}{3{,}5\,(\alpha + 0{,}0003\,Y) + 1{,}2}. \tag{15}$$

Формула (15) сохранена и в настоящем издании «Теплового процесса паровоза» (см. формулу 79).

Температура продуктов сгорания в плоскости огневой решетки определялась по эмпирической формуле

$$T_2 = 336\left(\frac{B_h}{H_т}\right)^{0,3} - 0{,}0001\left(\frac{B_h}{H_т}\right)^3 °\text{C}, \tag{16}$$

а температура газов, уходящих из дымогарных труб — по формуле

$$T_з = \frac{480}{H_д}\, r^{0,6}\,[(1-\beta)\,B_h]^{0,55} - 2{,}4\, r^{0,1}\left[\frac{(1-\beta)\,B_h}{H_д}\right]^2. \tag{17}$$

В формулах (16) и (17)

B_h — расход топлива, кг / час;

$H_т$ — газовая поверхность нагрева топки, м²;

$H_д$ — газовая поверхность нагрева дымогарных труб, м²;

r — средний гидравлический радиус трубы, мм;

β — коэффициент разделения газового потока, показывающий долю газов, идущую в жаровые трубы.

Задавшись целью получить эмпирическую зависимость, позволяющую определить температуру газового потока в любом сечении котла, С. П. Сыромятников пришел к выражению:

$$T^{2,35} = 33\,860\,000 - \frac{2\,641\,100\,000}{\frac{B}{H} + 78}\ °\text{C}. \tag{18}$$

Здесь под H понимается величина поверхности нагрева, омытая газами до сечения, температура (T) в котором определяется.

Обработка опытных поездок с паровозами серий $Н^В$ и $О^В$ позволила получить эмпирическую зависимость для определения коэффициента теплопередачи в виде:

$$K_д = 6 + 4{,}4\sqrt{w_д}. \tag{19}$$

Здесь $K_д$ — коэффициент теплопередачи в дымогарных трубах, ккал/м² час °С;

$w_д$ — скорость газового потока в дымогарных трубах (м / сек), определяемая по формуле (9).

Однако результаты обработки других типов паровозов привели к более точной зависимости:

$$K_{д} = 6 + 2{,}45\ (w_{д})^{0{,}7}. \tag{20}$$

Этой формулой С. П. Сыромятников пользовался для определения коэффициента теплопередачи в дымогарных трубах (с введением поправки на величину гидравлического радиуса) вплоть до 1938 г.

Здесь же даны эмпирические зависимости теплового напряжения поверхности нагрева дымогарных труб в зависимости от скорости газового потока:

$$q_{д} = 2000 + 370\, w_{д}^{0{,}1}\ \text{ккал/м}^2\ \text{час} \tag{21}$$

и

$$q_{д} = 600\, w_{д}\ \text{ккал/м}^2\ \text{час}. \tag{22}$$

Зависимость (22), как менее точная, рекомендуется для приближенных подсчетов.

Сложный коэффициент теплопередачи в топке рекомендовалось определять по эмпирическим формулам типа:

$$K_{т} = 41 Y^{0{,}55} \frac{R}{H_{т}} \tag{23}$$

или

$$K_{т} = 23 \sqrt{\frac{B_h}{H_{т}}}. \tag{24}$$

Формула (24) встречается и в дальнейших работах С. П. Сыромятникова.

Переходя к вопросу о теплопередаче в паровозных котлах, снабженных пароперегревателями, С. П. Сыромятников предложил следующие уравнения, применявшиеся при обработке опытного материала:

а) коэффициент теплопередачи в дымогарных трубах

$$K_{д} = \frac{(1-\beta)\left[(M + 2Nt_{к}) \ln \dfrac{T_2^{д} - t_{к}}{T_3^{д} - t_{к}} + 2N(T_2^{д} - T_3^{д})\right]}{H_{д}}\ \text{ккал/м}^2\ \text{час}\ ^{\circ}\text{C}; \tag{25}$$

б) средняя скорость газового потока в дымогарных трубах:

$$w_{д} = (1-\beta)\frac{\rho L_{в} B_h 29{,}27\, (T_{абс})_{д}}{10\,330 \cdot 3600\, \Omega_{д}}\ \text{м/сек}; \tag{26}$$

в) коэффициент теплопередачи в жаровых трубах:

$$K_{ж} = \frac{(M + 2Nt_{к}) \ln \dfrac{T_2^{ж} - t_{к}}{T_3^{ж} - t_{к}} + 2N(T_2^{ж} - T_3^{ж})}{H_{ж}} (\beta - c)\ \text{ккал/м}^2\ \text{час}\ ^{\circ}\text{C}, \tag{27}$$

где

$$c = \frac{Q_{\text{и}}^{\cdot\cdot}}{M\,(T_2^{\text{ж}} - T_3^{\text{ж}}) + N\,(T_2^{\text{ж}^2} - T_3^{\text{ж}^2})}; \tag{28}$$

г) средняя скорость газового потока в жаровых трубах

$$w_{\text{ж}} = \beta\,\frac{\rho L_{\text{в}} B_h\ 29{,}27\,(T_{\text{абс}})_{\text{ж}}}{10330 \cdot 3600\,\Omega_{\text{ж}}}\ \text{м/сек}. \tag{29}$$

Система уравнений (25), (26), (27), (29) не разрешима без дополнительных условий, так как число уравнений меньше числа неизвестных величин, входящих в систему. Дополнительным условием, позволявшим разрешить систему, являлась эмпирическая связь между $K_{\text{д}}$ и $K_{\text{ж}}$ в виде:

$$K_{\text{ж}} = K_{\text{д}}\left(\frac{d_{\text{д}}}{d_{\text{ж}}}\right)^{0{,}214}, \tag{30}$$

существующая при условии равенства средних скоростей газового потока.

В условии (30) $d_{\text{д}}$ — внутренний диаметр дымогарной трубы;

$d_{\text{ж}}$ — внутренний диаметр основного участка жаровой трубы.

Приведенная система уравнений решалась путем довольно громоздких расчетов, связанных с подбором величины β, при которой получились бы $K_{\text{д}}$ по формуле (25) и $K_{\text{ж}}$ — по формуле (27) такими же, как по эмпирическим соотношениям (20) и (30).

Такой метод расчета цилиндрической части котла паровоза с перегревом пара С. П. Сыромятников в дальнейшем называл теплотехническим, поскольку он основан исключительно на использовании уравнений тепла и теплопередачи, без использования гидродинамических соотношений для определения величины β.

Обработка опытов над паровозами с перегревом пара показала, что эмпирические зависимости (20) и (30) применимы и для этого случая.

В этой же работе отмечалось, что разделение газового потока между жаровыми и дымогарными трубами пропорционально площадям их входных сечений и зависит от величины гидромеханических сопротивлений жаровых и дымогарных труб.

Установив зависимость коэффициента теплопередачи от скорости газового потока, С. П. Сыромятников сделал попытку определить закон теплопередачи, при котором коэффициент K оставался бы величиной постоянной, не зависящей от скорости газов (как это полагали Н. П. Петров и другие авторы), и пришел к выводу, что это возможно при законе теплопередачи в виде

$$dQ = K\,dH\,(T - t_{\text{к}})^{1{,}6}. \tag{31}$$

Однако при этом коэффициент теплопередачи пароперегревателю ($K_{\text{и}}^{\cdot\cdot}$) получается в три раза больше, чем $K_{\text{д}}$, что является совершенно не-

правдоподобным в связи со сделанным предположением об отсутствии зависимости коэффициентов теплопередачи от каких-либо внешних факторов рабочего процесса. Этот факт С. П. Сыромятников расценил как подтверждение несостоятельности уравнения (31), а следовательно и положенного в его основу предположения о постоянстве K.

Отмечая, что вопрос о прямой отдаче тепла в паровозном котле совершенно не исследован, автор применил к топке упрощенное уравнение лучистого теплообмена

$$Q_{\text{л}} = \sigma R\left(\frac{T_1 + 273}{100}\right)^4, \tag{32}$$

где R — площадь колосниковой решетки, м²;

T_1 — «действительная» температура горения, °С;

σ — коэффициент прямой отдачи топки, ккал/м² час °К⁴.

Количество тепла, передаваемого излучением, определялось по уравнению:

$$Q_{\text{л}} = M\,(T_1 - T_1') + N\,(T_1^2 - T_1^2). \tag{33}$$

Здесь T_1' — температура газового потока на выходе из топки, которая была бы реализована при отсутствии лучистого теплообмена, но при наличии конвективного.

Величина T_1' подсчитывалась из уравнения

$$K_{\text{т}}^{\text{с}} H_{\text{т}} = \frac{5}{3}(M + 2Nt_{\text{к}})\left[\frac{1}{(T_2 - t_{\text{к}})^{0,6}} - \frac{1}{(T_1' - t_{\text{к}})^{0,6}}\right] + \\ + 5N\,[(T_1' - t_{\text{к}})^{0,4} - (T_2 - t_{\text{к}})^{0,4}], \tag{34}$$

где $K_{\text{т}}^{\text{с}}$ — коэффициент конвективного теплообмена в топке, принимаемый равным величине $K_{\text{д}}$ по формуле (20).

Уравнение (34) было получено из общего выражения закона теплопередачи по уравнению (31). Используя выражения (34) и (33), из уравнения (32), для ряда опытных поездок, Сергей Петрович определил коэффициент σ и получил эмпирические зависимости вида:

$$\sigma = 2{,}3\frac{\sqrt{B_h}}{H_{\text{т}}} \tag{35}$$

и

$$\sigma = 0{,}275\sqrt{Y}. \tag{36}$$

Такой расчет лучистого теплообмена с современных научных позиций является, конечно, весьма упрощенным и приведен нами в качестве первой, исторически интересной попытки разграничения конвективного и радиационного теплообмена в паровозных топках.

Вторая часть посвящена определению наивыгоднейших условий сжигания нефти в паровозных топках. Используя материалы опытов над

паровозом серии $О^{О}$, проведенных в 1913 г., С. П. Сыромятников строил графики $q_2 = f(Y)$ и $q_2 = f'(\alpha)$ и графическим исключением q_2 получал зависимость $\alpha = f''(Y)$, приводил обоснование этой зависимости (см. главу VI «Теплового процесса паровоза») и графически отыскивал минимум суммы топочных потерь (q_2) и потерь тепла с отходящими газами в функции интенсивности горения (Y) и коэффициента избытка воздуха (α). Этот анализ показывал, что наивыгоднейшие коэффициенты избытка воздуха изменяются в пределах 1,15—1,23 при возрастании Y от 150 до 500 кг/м² час. Было выяснено, что осуществлением наивыгоднейших значений α к. п. д. котла может быть повышен на 13,1% при $Y = 500$ по сравнению с фактически полученным при испытаниях на конусе постоянного сечения. Отметим, что в этих расчетах не отражалось влияние коэффициента избытка воздуха α на экономичность работы паровой машины.

В третьей части анализировалась работа существовавших типов жаротрубных пароперегревателей и давались рекомендации по их проектированию. Указывая, что большинство паровозов оборудуется пароперегревателем системы Шмидта, С. П. Сыромятников отмечал крайне медленное распространение перегревателя системы Н. М. Ноткина, обладающего существенными теоретическими преимуществами, позволяющими получать более высокую температуру перегрева пара.

На основании опытов с паровозами серий Э, $Ѳ^{Ч}$, $У^{У}$, Б, $Н^{Н}$, $Н^{Ш}$, $Н^{Ч}$ и $О^{П}$ автор построил графики зависимости температуры перегретого пара в коллекторе ($t_{ц}$) и температуры пара в золотниковой коробке ($t_{з\,к}$) от машинного расхода пара. Анализ этих графиков приводил к выводу о наличии зависимости $t_{ц}$ от отношения поверхности нагрева пароперегревателя к испаряющей поверхности нагрева котла $\left(\frac{H_{ц}}{H_{к}}\right)$ и влажности пара. Для более правильной оценки различных систем перегревателей пара за мерило сравнения принималась не величина $t_{ц}$, а приращение теплосодержания 1 кг пара в пределах пароперегревателя ($\Delta\lambda$). Приводилась графическая зависимость $\Delta\lambda = f\left(\frac{H_{ц}}{H_{к}}, Z_m\right)$, рекомендуемая для определения поверхности нагрева пароперегревателя, необходимой и достаточной для достижения заданной температуры перегрева.

Далее приводился анализ тепловой работы элементов Шмидта и Ноткина с предпосылкой этому методики исследования, которая являлась первой по времени попыткой создания теплового расчета жаротрубного пароперегревателя.

В соответствии с разработанной методикой жаровая труба разбивалась на два участка: 1) свободная, предвключенная часть жаровой трубы и 2) часть жаровой трубы, занятая пароперегревателем. Для первого участка жаровой трубы применялось уравнение теплопередачи, выведенное для дымо-

гарной трубы с введением множителя $\frac{1}{2}\beta$ в левую часть уравнения:

$$\frac{1}{2}\beta\left[(M+2Nt_{к})\ln\frac{T_2^{ж}-t_{к}}{T'_A-t_{к}}+2N(T_2^{ж}-T'_A)\right]=K_{ж}H_{ж'}. \qquad (37)$$

В уравнении (37) множитель $\frac{1}{2}$ введен из предположения, что охлаждается только половина газов, проходящих по первому участку жаровой трубы (слои, прилегающие к поверхности трубы); вторая половина газового потока (ядро потока) на первом участке не охлаждается и сохраняет температуру $T_2^{ж}$ до начала элементов пароперегревателя.

Температура газового потока у начала элементов определялась, как

$$T_A=\frac{T'_A+T_2^{ж}}{2}\ °C.$$

Для второго участка жаровой трубы уравнение теплопередачи имело вид:

$$(1-\beta')\beta\left[(M+2Nt_{к})\ln\frac{T_A-t_{к}}{T_3^{ж}-t_{к}}+2N(T_A-T_3^{ж})\right]=K_{ж}H_{ж''}. \qquad (38)$$

Из (38) определялась величина β', показывающая, какая часть тепла передается газовым потоком котловой воде через поверхность нагрева второго участка жаровой трубы $H_{ж''}$.

Затем второй участок жаровой трубы разбивался по длине на пять частей и для конца каждого участка определялась температура газового потока T_{x-x} по уравнениям типа

$$(1-\beta')\beta\left[(M+2Nt_{к})\ln\frac{T_A-t_{к}}{T_{x-x}-t_{к}}+2N(T_A-T_{x-x})\right]=K_{ж}H_x, \qquad (39)$$

в которых $(1-\beta')$ сохраняет значение, определенное по уравнению (38).

Средняя температура газов на каждом участке подсчитывалась, как среднеарифметическая из значений температур в начале и конце участка.

Пользуясь уравнением

$$\Delta Q_{п}=K_{п}H_x(T-t), \qquad (40)$$

где $\Delta Q_{п}$ — количество тепла, передаваемого от газов к перегреваемому пару, ккал/час;

H_x — поверхность нагрева рассматриваемого участка элемента, м²;

T — средняя температура газов на рассматриваемом участке, °С;

t — средняя температура пара на том же участке, °С,

и задаваясь величиной $K_{п}$ для каждого участка, С. П. Сыромятников строил кривую изменения температуры перегрева пара по длине элемента. Контролем правильности построения этой кривой, а следовательно, и

правильности выбора величины $K_{\ddot{и}}$ являлось совпадение конечного значения температуры перегретого пара по кривой и из опыта.

Построение этих кривых для элементов Шмидта и Ноткина показывало более высокий перегрев при элементах Ноткина.

Анализ формулы Фармаковского для определения величины $\frac{H_{\ddot{и}}}{H_{к}}$ заканчивался выводом о непригодности ее для расчета паровозных котлов.

Вводя предположение о постоянстве средней температуры перегреваемого пара во всех сечениях жаровой трубы и подсчитывая ее по уравнению

$$t_{ср} = \frac{t_{\ddot{и}} + t_{к}}{2}, \tag{41}$$

С. П. Сыромятников на основании уравнения теплопередачи

$$\beta\beta'\left[(M + 2Nt_{к}) \ln \frac{T_A - t_{ср}}{T_з^{ж} - t_{ср}} + 2N\,(T_A - T_з^{ж})\right] = K_{\ddot{и}} H_{\ddot{и}} \tag{42}$$

обработал результаты опытов над паровозами серий С, К^{У}, У^{У}, Б, Н^{П} и Н^{У} и получил следующие эмпирические соотношения:

$$K_{\ddot{и}} = 21 \left(\frac{\beta B_h}{H_{\ddot{и}} + H_{ж}}\right)^{0,7} \tag{43}$$

и

$$q_{\ddot{и}} = 800\ w_{\ddot{и}}. \tag{44}$$

В формулах (43) и (44):

$K_{\ddot{и}}$ — коэффициент теплопередачи от газов к перегреваемому пару, ккал/м² час °С;

$q_{\ddot{и}}$ — тепловое напряжение поверхности нагрева пароперегревателя, ккал/м² час;

$w_{\ddot{и}}$ — скорость протекания пара в трубках элементов, м/сек;

B_h — количество топлива, загружаемого в топку, кг/час.

В работе в первые поднимался вопрос об оптимальной температуре перегрева пара на паровозах. Отметим, что этот вопрос не нашел достаточно полного решения и до настоящего времени.

Рассматривая изменение термического коэффициента полезного действия машины в функции температуры пара в золотниковой коробке на материале испытаний паровозов серий Б, Е^{Ф}, К^{У} Э, С, Н^{Ч}, Н^{П}, С. П. Сыромятников приходил к выводу, что для реализации максимального термического к. п. д. машины оптимальной является температура пара в золотниковой коробке порядка 350°.

В работе выдвигалось положение о сравнении различных типов пароперегревателей не только по достигаемой температуре перегрева пара ($t_{п}$), но и по температуре уходящих из котла газов. Для ориентировочной оценки температуры газов на выходе из жаровых труб рекомендовалась эмпирическая зависимость

$$T_3^{ж} = 2{,}8\, r^{0{,}6}\, B_h^{0{,}55} - 0{,}00004\, r^{0{,}1}\, B_h^2. \qquad (45)$$

Здесь r — гидравлический радиус сечения второго участка жаровой трубы, мм.

В заключение третьей части произведен анализ работы элементов пароперегревателей Шмидта, Ноткина, Неймайера и Куликовского. Автор пришел к выводу, что лучшими, с точки зрения тепловой эффективности, являются элементы Куликовского и Ноткина. Одновременно указывалось, что элемент Ноткина спроектирован неудачно и рекомендовались его оптимальные размеры.

Четвертая часть посвящена вопросу теплоотдачи через обшивку паровозного котла. С. П. Сыромятников указывал, что практиковавшийся способ определения потерь тепла на внешнее охлаждение паровозных котлов, как остаточного члена теплового баланса, весьма неточен, потому что неточности в определении топочных потерь совершенно искажают действительный размер потерь тепла на наружное охлаждение. Весьма подробный анализ опытов по охлаждению котла паровоза серии $Ов^{ч}$, произведенных в 1916 г. на стоянке и на ходу (со скоростями до 44 км/час), а также ряда опытов по охлаждению котлов паровозов серий С, Б, $К^{у}$, Э, $О^{в}$ и $Е^{ф}$ на стоянке позволил разрешить вопрос о достаточно точном определении этих потерь. Устанавливалась недопустимость распространения данных, полученных при охлаждении котлов на стоянке, на случай движения паровоза, как это было принято в то время.

Обобщение экспериментального материала позволило рекомендовать формулу для определения потерь на наружное охлаждение паровозных котлов в виде

$$Q_4 = \psi H_0 (1{,}36 + 0{,}045\, V)(t_к - t_в)^{4/3}, \qquad (46)$$

где Q_4 — потери на наружное охлаждение паровозного котла, ккал/час;

ψ — коэффициент, зависящий от качества изоляции;

H_0 — наружная поверхность котла, соприкасающаяся с воздухом, м²;

V — скорость движения паровоза, км/час;

$t_к$ — температуры котловой воды, °С;

$t_в$ — температура наружного воздуха, °С.

В формуле (46) величина $(1{,}36 + 0{,}045\, V)$ трактовалась как коэффициент теплопередачи от котловой воды к окружающему воздуху при движении паровоза и $\psi = 1$. Коэффициент, отражающий качество изоляции, не мог быть точно определен, так как автор не имел достаточных данных об изоляции испытанных котлов.

Ориентировочно коэффициент ψ рекомендовалось принимать в зависимости от рода службы паровозов:

для тяжелых товарных паровозов $\psi = 1{,}5$;

для быстроходных товарных и товаропассажирских паровозов $\psi = 0{,}9 \div 1{,}0$;

для пассажирских и курьерских паровозов $\psi = 0{,}6 \div 0{,}7$.

В заключение ставился вопрос о необходимости дополнительных опытов: а) на стоянке — для определения коэффициента ψ при различных системах изоляции; б) при скоростях хода, бо́льших 44 км/час, — для более точного определения зависимости Q_4 от скорости движения паровоза.

Работой «Исследование рабочего процесса паровозного котла и пароперегревателя» было положено начало того направления, по которому в дальнейшем развивались многочисленные исследования С. П. Сыромятникова.

Создание базы для обоснованных тепловых расчетов паровозных котлов не разрешало полностью вопроса о тепловом расчете паровоза в целом, так как и в тепловых расчетах паровозных паровых машин экспериментальный и теоретический материал не был систематизирован.

Сознавая этот пробел в изучении тепловой работы паровоза, почти одновременно с разработкой вопросов теории тепловой работы котла, С. П. Сыромятников систематизирует данные, относящиеся к машине. В 1923 г. вышла в свет его работа «Термическое исследование рабочего процесса паровозной машины» (журнал «Техника и экономика путей сообщения», т. 1, № 5).

Указывая на сложность тепловых явлений, обусловливающих работу паровозной паровой машины, С. П. Сыромятников приходит к заключению, что выявить качественные и количественные характеристики машины при помощи имеющихся теоретических данных невозможно, и вполне очевидна необходимость экспериментального исследования в путевых условиях, так как в первоначально применявшихся лабораторных исследованиях учитывались не все факторы.

В работе составлялся тепловой баланс машины, излагался метод определения располагаемого и полезного тепла процесса и метод определения утечек пара, исследовался тепловой процесс машин компаунд, делалась попытка отыскать общую закономерность в изменении полезного и располагаемого тепла, коэффициента полезного действия машины, а также рассматривалось явление начальной конденсации в зависимости от отсечки и числа оборотов ведущего колеса. Большая часть материала этой работы, без каких-либо существенных изменений, вошла во все последующие издания «Теплового процесса паровоза». Это дает нам основание не освещать более подробно существо работы.

При рассмотрении вопросов, связанных с утечками пара, С. П. Сыромятников придерживался широко распространенного в то время взгляда о большей «текучести» перегретого пара через узкие отверстия. Последующие исследования показали ошибочность этого положения; при

данных размерах щели и давлениях пара количество протекающего пара уменьшается с повышением его температуры вследствие увеличения удельного объема пара и его вязкости. Наблюдавшиеся же случаи увеличения утечек пара в паровых машинах с увеличением температуры, как правило, обусловливались несовершенством их конструкции (недостаточная упругость уплотняющих колец, быстрый износ трущихся поверхностей, термическое разложение смазки при высоких температурах перегретого пара и т. д.).

С. П. Сыромятников в своей работе стремился получить надежные зависимости для определения среднего индикаторного давления реального процесса паровой машины, полезно используемого тепла и термического к. п. д. машины.

Принимая во внимание, что для построенных паровозов элементы внутреннего парораспределения (линейное предварение впуска, перекрыши впуска и выпуска) колеблются в узких пределах, С. П. Сыромятников на основании исследования теоретических индикаторных диаграмм вывел зависимость среднего индикаторного давления от давления в золотниковой коробке и степени наполнения в виде

$$p_i = 1{,}2\ (p_з - 1)\,\varepsilon^{0{,}57}, \tag{47}$$

где p_i — среднее индикаторное давление, кг/см²;
$p_з$ — давление в золотниковой коробке, кг/см²;
ε — степень наполнения.

Зависимость (47) рекомендовалась для паровозов, работающих насыщенным паром, при скоростях движения, близких к нулю.

Исследование реальных индикаторных диаграмм испытанных паровозов ($О^{о}$, $О^{п}$, С, $Н^{н}$, $Н^{в}$, $Ы^{ч}$, $Н^{ш}$) позволило предложить эмпирические формулы для определения среднего индикаторного давления (p_i) и полезной работы (Q_1) в зависимости от числа оборотов ведущих колес:

$$p_i = A\,(1 - Бn^{0{,}62}) \tag{48}$$

и

$$Q_1 = A'\,(1 - Бn^{0{,}62}). \tag{49}$$

Здесь n — число оборотов ведущих колес в сек.;
A, A' и $Б$ — постоянные коэффициенты, определяемые из опыта.

Для определения термического к. п. д. машины рекомендовалась зависимость

$$\eta_{it} = \frac{Ca}{m}\,(1 - Бn^{0{,}62})\sqrt{n}, \tag{50}$$

где C, a, m, $Б$ — опытные коэффициенты.

Подробный анализ теплового процесса паровозных машин позволил сделать следующие выводы:

1. «Перегрев пара только тогда вполне рационален, когда он не ниже 150° (в золотниковой коробке)».

2. «При работе перегретым паром в машине компаунд необходим дополнительный ресиверный пароперегреватель».

3. «Прямоточная машина системы Штумпфа, как весьма рациональный тип паровой машины, с термической точки зрения, заслуживает самого широкого применения на паровозах при обязательном условии надлежащего расчета противовесов».

Напряженный топливный баланс железных дорог Советской России в годы гражданской войны и последующего восстановительного периода привел к использованию в качестве топлива для паровозов дров, торфа, подмосковного угля. Ввиду неприспособленности конструкций паровозных котлов и отсутствия у паровозных бригад надлежащего опыта по отоплению паровозов низкосортным топливом имели место частые остановки паровозов в пути, что мешало налаживанию нормальной эксплуатационной работы железнодорожного транспорта.

Вопросы организации нормальной эксплуатации паровозного парка при работе на низкосортном топливе являлись центральными в тот период. С. П. Сыромятников принимал непосредственное, активное участие в работах по переводу паровозов на низкосортное топливо. Обобщением этих работ являются его статьи «К вопросу о необходимости изменения величины составов при отоплении паровозов низкосортным топливом» (журнал «Техника и экономика путей сообщения», т. 1, № 1, 1923) и «К вопросу об эксплуатации паровозов на низкосортном топливе» (там же, т. 2, № 9, 10 и 11, 1923). В этих статьях С. П. Сыромятников исходил из того, что применение низкосортного топлива являлось не временным, а постоянным фактором, который следовало учитывать при дальнейшем развитии паровозостроения. Он установил, что при существующих размерах колосниковых решеток, рассчитанных для сжигания высококалорийных углей и нефти, мощность котлов ограничивается предельной физической нагрузкой кочегара; ограниченная таким образом мощность котла не позволяет полностью использовать мощность паровоза по машине и сцеплению.

Из анализа работы паровозов различных серий, основанном на принципе получения максимальной мощности паровоза (наибольший вес состава поезда является с эксплуатационной точки зрения наивыгоднейшим), устанавливалось, что паровозы некоторых серий имели недостаточные площади колосниковых решеток. Отмечалось, что оптимальным, для отопления низкосортным топливом, являлся паровоз серии Э с площадью колосниковой решетки $R = 4{,}2$ м² и ручной загрузкой топлива. Показывалось, что достижение полного использования паровозов более мощных, чем паровоз серии Э, на низкосортном топливе возможно лишь при условии перехода на механическую подачу топлива.

С. П. Сыромятников высказывал мысль о возможности использования торфа в качестве топлива для паровозов, при условии осуществления его механической подачи в топку. Для достижения наиболее экономичной

работы на низкосортном топливе рекомендовалось повышать экономичность работы паровой машины.

Выявлению наиболее экономичных условий эксплуатации паровозов были посвящены статьи С. П. Сыромятникова «Новый метод построения диаграмм наивыгоднейшего регулирования работ паровозов и его практическое применение» («Техника и экономика путей сообщения», т. 1, № 1, 1923) и «Регулирование работы паровозов» (там же, т. 2, № 10, 1923).

Общая идея этих статей состоит в широкой пропаганде среди машинистов данных, имевшихся в паспортных книжках паровозов и разработки на их основе методов управления, при практическом осуществлении которых будет достигаться наиболее экономичное использование паровоза.

Эта идея — доведение до машинистов результатов научного исследования паровозов в удобной и понятной форме — являлась прогрессивной для своего времени. Автор считал, что паспорта паровозов, позволяющие научно обоснованно решать ряд вопросов эксплуатации, изложены в форме, исключающей возможность их практического использования машинистами. По его мнению, паспорта только тогда принесут непосредственную практическую пользу, когда будут способствовать решению повседневных задач службы тяги и движения.

С. П. Сыромятников разработал методику переработки паспортных данных, позволяющую установить наивыгоднейшую комбинацию открытия регулятора, отсечки и скорости движения при заданном профиле и весе состава. Выгодность определенной комбинации устанавливалась из условия получения минимального расхода топлива на 1 л. с. развиваемой мощности в час. Скорости, получающиеся при этом, называются наивыгоднейшими. Однако, сознавая, что в отдельных случаях получаемые скорости движения могут явиться невыгодными с общеэксплуатационной точки зрения, С. П. Сыромятников рекомендовал проверять их, исходя из требований пропускной способности, скорейшей перевозки грузов и т. д. В статье приводился пример переработки паспорта паровоза серии $О^{В}$.

Необходимо отметить, что предлагавшийся метод регулирования работы паровоза по «наивыгоднейшей» скорости учитывает лишь «выгодность» в отношении достижения минимально-возможного расхода топлива и является поэтому частным решением, не учитывающим других технико-экономических соображений. Как отмечалось, С. П. Сыромятников учел недостатки этого метода.

Примечателен его вывод о том, что экономичность работы паровозов либо не зависит от открытия регулятора, либо наиболее экономичной является работа паровоза с полным открытием регулятора. Значимость этого вывода становится понятной, если учесть, что в тот период среди специалистов-паровозников была распространена «теория» о наибольшей экономичности работы паровозов на «малом клапане» (с неполным открытием регулятора).

Только благодаря усилиям Коммунистической партии и Советского правительства «теория» езды на «малом клапане» была разбита в начале 30-х годов, как одна из составных частей теории «предела», тормозившей развитие социалистического транспорта. Передовые машинисты практически доказали всю несостоятельность, вредность этой теории, имевшей своим практическим следствием снижение мощности паровозного парка.

В этой же работе С. П. Сыромятниковым было введено понятие о «займе» у топки при дровяном отоплении. Работа с «займом» у топки характеризовалась тем, что перед наиболее трудным участком пути (подъемом) кочегар полностью загружает топку дровами, чтобы при работе на подъеме не производить загрузки топлива до выгорания примерно половины максимально-возможной загрузки. Практически этот прием допускал кратковременное увеличение мощности котла.

В 1924 г. С. П. Сыромятников опубликовал работу «Перегретый пар в паровозах (теория, опытное исследование и расчет перегревателей)» в журнале «Техника и экономика путей сообщения» (т. 1, № 3—4, 5, 6, 1924). В этой работе систематизировались и расширялись исследования паровозных пароперегревателей.

Отмечая, что до сих пор ограничивались низкими и средними перегревами пара (260—320°), в то время как по теоретическим и экспериментальным исследованиям наибольшая экономия в расходе воды и топлива наблюдается лишь при перегревах в 350—400°, автор указывал, что пароперегреватели для современных паровозов должны удовлетворять двум основным требованиям:

а) обеспечивать достаточно высокий перегрев пара и

б) обладать наибольшей компактностью.

Так как методология выбора наиболее рациональных систем пароперегревателей находилась в зачаточном состоянии, автор поставил целью — разработать метод теплового исследования работы перегревателя, позволявший произвести всестороннюю критическую оценку различных систем пароперегревателей.

В начале работы сообщались общие сведения о термодинамике водяных паров, сопоставлялись свойства насыщенного и перегретого паров, выявлялась теоретическая экономия воды и топлива, которая сравнивалась со статистическими данными железных дорог. На примере паровоза серии $О^{О}$ показывалось возможное увеличение мощности в зависимости от степени перегрева пара при постоянном расходе топлива. С.П.Сыромятников отмечал, что анализ имеющихся опытных данных позволяет приближенно определить наивыгоднейшую степень перегрева пара. Наивыгоднейшую степень перегрева пара, по мнению автора, надо определять из условия движения паровоза с некоторой средней технической скоростью, с которой паровозу приходится работать в эксплуатации. При этом степень перегрева пара должна быть такой, при которой пар оставался бы перегретым до конца расширения. В частности, при скорости

движения $V = 50$ км/час (средняя форсировка котла $Z_m = 25$ кг/м² час) наивыгоднейшей температурой перегрева пара в коллекторе пароперегревателя, по подсчетам С. П. Сыромятникова, являлась температура $t_{\ddot{u}} = 350°$.

Приводилась классификация пароперегревателей по месту их расположения в паровозном котле, в том виде, как она была составлена в Комиссии подвижного состава и тяги при Инженерном совете б. Министерства путей сообщения. Этой классификацией С. П. Сыромятников пользовался во всех своих работах.

Методика теплового расчета паровозного котла базировалась на применении уравнений тепла и теплопередачи. Здесь впервые четко сформулирован порядок расчета, основанный на материалах работы «Исследование рабочего процесса паровозного котла и пароперегревателя» применительно к целям сравнительного расчета паровозов с различными типами элементов пароперегревателя, если имеются данные испытания паровоза для одного из типов. Для теплового расчета топки использовалось уравнение тепла в виде

$$MT_1 + NT_1^2 = K_{\text{р}}^{\text{н}} B_h - Q_2, \tag{51}$$

в котором Q_2 — потери тепла вследствие химической неполноты сжигания топлива, ккал/час, определяемые по известной формуле

$$Q_2 = 56{,}9\ \text{C}\,\frac{\text{CO}}{\text{CO}_2 + \text{CO}}\,B_h. \tag{52}$$

В формуле (52) С — содержание углерода в рабочем топливе по данным элементарного анализа (% по весу);

CO_2 и CO — содержание углекислоты и окиси углерода в продуктах сгорания (% по объему) по данным газового анализа.

Второе уравнение — уравнение теплопередачи в топке:

$$(M + 2\,Nt_{\text{к}})\ln\frac{T_1 - t_{\text{к}}}{T_2 - t_{\text{к}}} + 2N\,(T_1 - T_2) = K_{\text{т}}\,\text{H}_{\text{т}}. \tag{53}$$

Расчет сводился к определению коэффициентов M и N, «действительной» температуры T_1 из (51) и температуры продуктов сгорания на выходе из топки (T_2) из (53), при условии определения величины $K_{\text{т}}$ по эмпирическим формулам (23) или (24).

Расчет дымогарных и свободного от пароперегревателя первого участка жаровых труб велся на основании уравнений теплопередачи

$$(1 - \beta)\,[(M + 2Nt_{\text{к}})\ln\frac{T_2 - t_{\text{к}}}{T_3^{\text{д}} - t_{\text{к}}} + 2\,N\,(T_2 - T_3^{\text{д}})] = K_{\text{д}}H_{\text{д}} \tag{54}$$

и

$$\beta\,[(M + 2Nt_{\text{к}})\ln\frac{T_2 - t_{\text{к}}}{T_A - t_{\text{к}}} + 2N\,(T_2 - T_A)] = K_{\text{ж}'}H_{\text{ж}'}. \tag{55}$$

Коэффициенты теплопередачи $K_д$ и $K_{ж'}$ определялись по формулам (19) и (30). Искомыми величинами в уравнениях (54) и (55) являлись температуры газа на выходе из дымогарных труб ($T_3^д$) и в конце первого участка жаровых труб (T_A° С).

Как видно из уравнения (55), С. П. Сыромятников отказался от малообоснованного предположения об охлаждении только половины газового потока на первом участке жаровых труб.

Для теплового расчета второго участка жаровых труб применялись уравнения (39), (42) и уравнение количества тепла, пошедшего на осушку и перегрев пара

$$Q_{ii} = \beta\beta' [M(T_A - T_3^{ж}) + N(T_A^2 - T_3^{ж^2})] \text{ ккал/час}. \tag{56}$$

В этой работе впервые введено определение коэффициента разделения газового потока β на основании положения о равенстве гидродинамических сопротивлений протеканию газового потока в жаровых и дымогарных трубах. Конечная формула для β имела вид:

$$(1-\beta)^2 \frac{L_д}{r_д \Omega_д^2} = \beta^2 \left(\frac{L_{ж'}}{r_{ж'} \Omega_{ж'}^2} + \frac{L_{ж''}}{r_{ж''} \Omega_{ж''}^2} \right)^1. \tag{57}$$

Решение уравнения (57) в отношении β приводит к формуле

$$\beta = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{b+c}{a}}}, \tag{58}$$

где

$$a = \frac{L_д}{r_д \Omega_д^2}; \qquad b = \frac{L_{ж'}}{r_{ж'} \Omega_{ж'}^2}; \qquad c = \frac{L_{ж''}}{r_{ж''} \Omega_{ж''}^2};$$

$r_д$, $r_{ж'}$ и $r_{ж''}$ — гидравлические радиусы дымогарных, первого и второго участков жаровых труб.

При выводе формулы (57) С. П. Сыромятников предполагал равенство приведенных коэффициентов гидравлического сопротивления жаровых и дымогарных труб, а также равенство физических констант продуктов сгорания в дымогарных и жаровых трубах. Эти допущения обусловили приближенность уравнений (57) и (58).

Схема расчета второго участка жаровых труб, рекомендовавшаяся С. П. Сыромятниковым в то время, сводилась к следующему:

1) определение коэффициента разделения газового потока из уравнения (57);

---

[1] У С. П. Сыромятникова формула (57) дана в несколько ином виде. Преобразование сделано нами для удобства сравнения формулы (57) с ее современным видом.

2) выбор произвольного значения температуры продуктов сгорания на выходе из жаровых труб ($T_з^{ж}$) и подсчет скорости протекания потока в жаровых трубах по формуле (29);

3) определение $K_{ж''}$ по формуле

$$K_{ж''} = 4{,}6 + 3{,}32\sqrt{w_{ж''}}; \tag{59}$$

4) определение коэффициента β' из уравнения (38);

5) определение коэффициента теплопередачи $K_{и}$ по эмпирической формуле (43);

6) определение средней температуры пара в пределах пароперегревателя по уравнению (42);

7) определение температуры пара в коллекторе пароперегревателя $t_{и}$ из выражения (41);

8) определение $Q_{и}$ по уравнению (56);

9) подсчет тепла, переданного от продуктов сгорания через поверхность нагрева жаровых ($Q_э$) и дымогарных труб ($Q_д$) по уравнению тепла; затем производится сравнение полученной величины ($Q_э + Q_д$) с аналогичной величиной для данного паровоза с иными размерами жаровых труб и элементов. В случае наличия разности ΔQ между этими величинами машинный расход пара определяется по уравнению

$$B_m = B'_m \pm \frac{\Delta Q}{\lambda_к}, \tag{60}$$

где B'_m — машинный расход пара в паровозе, полученный при испытаниях на расчетном режиме, кг/час;

$\lambda_к$ — теплосодержание котлового пара, ккал/кг;

10) определение теплосодержания перегретого пара в коллекторе

$$\lambda_{и} = \lambda_к + \frac{Q_{и}}{B_m} \text{ ккал/кг}; \tag{61}$$

11) подсчет температуры перегретого пара из уравнения Моллье

$$\lambda_{и} = 594{,}7 + 0{,}477\, t_{и} - Xp, \tag{62}$$

где X — коэффициент, определяемый из таблиц;

p — котловое давление, кг/сек^2.

В случае совпадения величин $t_{и}$ по определениям из (41) и (62) расчет считался законченным, иначе необходимо было задаться новым значением $T_з^{ж}$ и расчет повторить.

Принимая за исходный вариант паровоз серии Б, оборудованный элементами Шмидта (жаровые трубы с $d_ж = 119$ мм, $d_э = 34$ мм),

изложенным методом производились тепловые расчеты для случаев, когда при сохранении размеров элемента изменяется диаметр жаровой трубы в пределах $d_{ж''} = 119—131$ мм, и для случая, когда $d_{ж''} = 125$ мм, а $d_э = 38$ мм, на основе которых делался вывод об оптимальности варианта $d_{ж''} = 125$ мм и $d_э = 34$ мм.

В результате построения рабочей диаграммы пароперегревателя устанавливалось, что при начальной влажности в 21% пар по выходе из перегревателя был бы сухим, насыщенным. Автор обращал внимание на необходимость получения сухого пара в паровозах с пароперегревателями. При конструировании паровозов рекомендовалось стремиться к увеличению парового пространства котла, устье регуляторной головки как можно более удалять от топки, снабжать котлы специальными паросушительными приборами. В эксплуатации рекомендовалось правильно вести топочный процесс и работать при возможно более низком уровне воды в котле. Обзор экспериментального материала, полученного при испытании паровозов, оборудованных пароперегревателем системы Шмидта, привел автора к выводу, что при одном и том же типе пароперегревателя степень перегрева зависит от сорта топлива, форсировки котла, отношения перегревательной поверхности нагрева к испарительной $\left(\frac{H_п}{H_к}\right)$. Первые два фактора воздействуют на величину среднего температурного перепада между перегреваемым паром и продуктами сгорания, омывающими пароперегреватель. Устанавливалось, что при нефтяном отоплении, для достижения температуры перегретого пара в коллекторе $t_п = 370—380°$, необходимо осуществлять $\frac{H_п}{H_к} \approx 0{,}28$, а при угольном отоплении — $\frac{H_п}{H_к} \approx 0{,}34$.

Проведя анализ тепловой работы элементов системы Неймайера и Чусова, С. П. Сыромятников высказался в пользу пароперегревателя Чусова, имеющего существенные преимущества перед элементом Шмидта как в конструктивном, так и в тепловом отношениях (увеличение температуры перегрева пара на 20° и увеличение рабочего объема пара на 3,11%).

Возражая против предложения Чусова об установке внутри элементов «паросмешивателей» (специальных конусообразных дырчатых колпачков, вершина которых направлена навстречу движению пара), С. П. Сыромятников указывал, что улучшение перемешивания пара может сказаться на величине коэффициента теплоотдачи от стенки к перегреваемому пару в сторону его некоторого увеличения, но это не приведет к заметному увеличению коэффициента теплопередачи $K_п$, так как величина последнего в основном определяется коэффициентом теплоперехода от газов к стенке; для повышения величины $K_п$ рекомендовалось главное внимание обращать на улучшение перемешивания газов.

В 1923 г. С. П. Сыромятников написал первое учебное пособие по курсу «Тепловой процесс паровоза», который впервые им был прочитан в 1923/24 учебном году на Московских высших технических курсах НКПС. В этом издании лекций обобщались и систематизировались выполненные С. П. Сыромятниковым к тому времени работы (включая и работы, опубликованные в 1924 г.), и оно явилось основой для всех последующих печатных изданий монографии «Тепловой процесс паровоза».

Литографированное издание лекций «Тепловой процесс паровоза» состоит из двух частей: теплового процесса паровозного котла — 32 главы и теплового процесса паровой машины — 12 глав. Курс заканчивается главой «Экономичность паровоза в целом. Предельная мощность современных паровозов. Перспективы дальнейшего ее повышения».

Наряду с систематизацией уже опубликованного материала С. П. Сыромятников излагал в курсе некоторые общие положения теоретической теплотехники, а также некоторые результаты своих работ, еще не опубликованных в печати.

Трактовка многих вопросов (например, вывод основного уравнения тепла, соотношений, характеризующих материальный баланс горения топлива, вывод уравнения теплопередачи и ряд других) тепловой работы паровоза, принятая в литографированном издании «Теплового процесса паровоза», без принципиальных изменений принималась и в последующих печатных изданиях, вплоть до последнего. По этой причине мы остановимся только на тех моментах, которые представляют известную новизну по сравнению с ранее опубликованными работами, а также на положениях, которые в последующем изменялись.

В первой части курса С. П. Сыромятников излагает графический метод расчета парового котла без перегрева пара, разработанный профессором МВТУ В. И. Гриневецким[1] в 1905 г. Этот метод в период издания курса был наиболее научно обоснован.

В нем уже излагалась классификация механических потерь горения. Если в предыдущих работах С. П. Сыромятников вообще не писал о механических потерях горения, поскольку в основном пользовался материалами испытания паровозов нефтяного отопления, то здесь устанавливался факт резкого возрастания тепловых потерь от уноса топлива с увеличением интенсивности горения, приводился график механических потерь горения $q_2''=f(Y)$ для паровоза серии О; величина механических потерь связывалась со свойствами топлива (спекаемость). Для уменьшения механических потерь рекомендовались брикетирование и смачивание топлива, имеющего большой процент мелочи, указывалось на положительное влияние сводов. Однако никаких расчетных рекомендаций

[1] Следует отметить, что в то время С. П. Сыромятников находился под влиянием школы проф. В. И. Гриневецкого, у которого он слушал курс лекций, будучи студентом МВТУ.

пока не давалось, а в ряде расчетных формул (например, определения скоростей газового потока) механические потери топлива не учитывались, исходным являлось положение о газификации всего загруженного в топку топлива.

В главе, посвященной коэффициенту теплопередачи, рассматривалась теплопередача через плоскую и цилиндрическую стенку. Анализ формулы коэффициента теплопередачи через цилиндрическую стенку в виде

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_i}{2\lambda} \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \frac{d_a}{d_i}}}, \tag{63}$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от газа к стенке, ккал/м² час °С;

d_i — внутренний диаметр трубы, м;

d_a — наружный диаметр трубы, м;

λ — коэффициент теплопроводности материала стенки, ккал/м час °С;

α_2 — коэффициент теплопередачи от стенки к воде, ккал/м² час °С,

позволил упростить выражение (63) и пользоваться в данном случае общеизвестной формулой для плоской стенки. Здесь же разбирался вопрос о влиянии слоя сажи и накипи на теплопередачу.

Наряду с формулой (16), для определения температуры газового потока у огневой решетки, рекомендовалась эмпирическая формула

$$T_2 = 1350 \sqrt[1,6]{\frac{\frac{B}{H_т} + 0,44}{\frac{B}{H_т} + 22,3}} \text{ °С}, \tag{64}$$

получающаяся из соотношения более общего вида:

$$T = 1350 \sqrt[1,6]{\frac{\frac{B}{H} + 0,44}{\frac{B}{H} + 22,3}} \text{ °С}. \tag{65}$$

В формулах (64) и (65):

B — расход топлива, приведенный к теплотворной способности нефти (10 000 ккал/кг), кг/час;

$H_т$ — газовая поверхность топки, м²;

T — температура газового потока в любом сечении, °С;

H — поверхность нагрева, омытая газами до рассматриваемого сечения, м².

В XIX главе курса освещался весьма важный для железнодорожного транспорта вопрос о топливных эквивалентах. Автор отмечал недопусти-

мость определения эквивалентов топлива, исходя из значений их теплотворных способностей, и показывал, что при расчете топливных эквивалентов нужно принимать во внимание к. п. д. котла, который зависит от сорта топлива и конструкции паровоза.

Совершенно новым являлся материал главы XX, посвященный анализу кривых паропроизводительности котла, построению предположительных кривых для проектируемых паровозов, определению наибольших значений паропроизводительности для разных паровозов и топлив. Основные расчетные зависимости этой главы полностью сохранены и в последнем издании (см. главы XXI и XXII).

В главе XXV приводились эмпирические формулы для определения необходимой поверхности нагрева пароперегревателя:

а) при нефтяном отоплении

$$H_{\text{п}} = 3{,}95 \frac{\Delta\lambda}{\lambda_{\text{к}}} \frac{H_{\text{к}}}{\sqrt[4]{Z}}; \tag{66}$$

б) при угольном отоплении

$$H_{\text{п}} = 4{,}55 \frac{\Delta\lambda}{\lambda_{\text{к}}} \frac{H_{\text{к}}}{\sqrt[4]{Z}}. \tag{67}$$

В формулах (66) и (67):

$H_{\text{п}}$ — газовая поверхность нагрева пароперегревателя, м²;

$\Delta\lambda$ — приращение теплосодержания 1 кг пара в пределах пароперегревателя, ккал/кг;

$\lambda_{\text{к}}$ — теплосодержание пара, поступающего в пароперегреватель, ккал/кг;

Z — интенсивность парообразования (форсировка) при средних условиях работы, кг/м² час.

Рекомендовалось при определении величины $\lambda_{\text{к}}$ принимать степень сухости пара $x = 0{,}95$.

В главе XXX излагался гидродинамический расчет пароперегревателя, вошедший с незначительными изменениями в последнее издание (изменения касаются формул и принимаемых значений для коэффициентов местных сопротивлений и коэффициента сопротивления по длине).

В главах XXXI и XXXII содержались общие положения о подогреве питательной воды и даваемых им преимуществах, излагался расчет поверхностного парового и газового водоподогревателей.

Во вторую часть курса включен материал, опубликованный в работе «Термическое исследование рабочего процесса паровозной машины» с добавлением термодинамического анализа Гирна.

В 1925 и 1926 гг. были опубликованы работы, освещающие результаты испытания шахтной дровяной топки:

а) «Испытание шахтной дровяной топки на паровозах серии Э» («Известия Теплотехн. ин-та», № 4, 1925);

б) «Испытание паровозной шахтной топки для дров» (Труды НТК НКПС, № 11, 1925);

в) «Испытание шахтной дровяной топки на паровозах серии Э» (доклад в кн. «Труды II Всесоюзного теплотехнического съезда», т. 2, вып. 2, 1926).

В этих работах излагались результаты испытания шахтной дровяной топки паровоза серии $Э^{Г}$. Топка имела устройство по типу, предложенному для паровозов проф. Л. К. Рамзиным. Испытания проводились на участке Лосиноостровская — Александров Ярославской ж. д. Обработка материала испытаний производилась по методу проф. В. И. Гриневецкого. Для сравнения приводились данные испытаний паровоза серии $Э^{Г}$ с обычной топкой. Анализ опытного материала показал, что применение шахтной топки при дровяном отоплении давало экономию топлива от 12 до 19% в зависимости от режима. Отмечалось, что повышение экономичности достигалось благодаря уменьшению топочных потерь, которые на паровозе с шахтной топкой не превосходили 10%, тогда как на паровозе с обычной топкой они колебались в пределах 15 — 35%. Столь высокий процент топочных потерь объяснялся широкой возможностью сажеобразования и наличием углеводородов в продуктах сгорания. Указывалось на довольно значительный процент окиси углерода в продуктах сгорания, образующихся в шахтной топке. Это объяснялось отсутствием подвода вторичного воздуха на паровозах серии Э.

В этот же период С. П. Сыромятников в статье «К вопросу об установлении закона теплопередачи» («Известия Теплотехн. ин-та», № 10, 1925; Труды МИИТ, вып. 2, 1926) возвращался к вопросу об определении потерь тепла на внешнее охлаждение паровозных котлов.

Материалы опытов по охлаждению котлов паровозов серий $О^{Ч}$, $Э^{Г}$, С и $О^{В}$ без всякой изоляции и обшивки, с обшивкой и частичной изоляцией (топка и сухопарник) и полностью изолированных стеклянной ватой позволили установить зависимость

$$Q_4 = \psi H_0 (2{,}2 + 0{,}51 V^{0{,}7}) (t_к - t_в)^{4/3} \text{ ккал/час}, \qquad (68)$$

которая фигурирует во всех дальнейших работах С. П. Сыромятникова без изменений.

Коэффициент ψ, зависящий от качества изоляции, рекомендовалось принимать:

для неизолированного котла $\psi = 1{,}0$;

для частично изолированного котла $\psi = 0{,}68$;

для котла, изолированного стеклянной ватой, $\psi = 0{,}48$.

В этих работах делалась попытка распространить полученную закономерность охлаждения паровозных котлов (показатель степени $^4/_3$ при температурном перепаде) на случай охлаждения продуктов сгорания при протекании их в жаровых и дымогарных трубах.

С. П. Сыромятников был склонен рассматривать уравнение вида:

$$Q = KH\,(t_1 - t_2)^{4/3} \text{ ккал/час}, \tag{69}$$

как «вполне общее для всех случаев теплообмена конвекцией между газом и металлической стенкой». С. П. Сыромятников приходил также к выводу, «что фактор скорости протекания газа относительно поверхности нагрева (или охлаждения) (имеется в виду так называемая линейная скорость газа. — *Н. П.*) не является достаточно надежным мерилом величины K». Указывалось, что на величину K влияет не только линейная скорость протекания газового потока, но и плотность газов. С. П. Сыромятников, исходя из всеобщности уравнения (69), получил эмпирическую зависимость коэффициента теплопередачи от весовой скорости газового потока в виде:

$$K = 2{,}2 + 0{,}33\,(\gamma w)^{0{,}8}. \tag{70}$$

С точки зрения современного учения о теплообмене обобщение зависимости (69) на все случаи конвективного теплообмена является неоправданным. Уравнение типа (69) можно истолковывать как относящееся только к частному случаю теплоотдачи.

Положение о зависимости коэффициента теплопередачи от продуктов сгорания к котловой воде, в пределах цилиндрической части паровозного котла, от весовой скорости газового потока γ являлось прогрессивным по сравнению с зависимостями $K = f(w)$, имевшими широкое распространение. Однако С. П. Сыромятников в своих дальнейших работах вплоть до 1938 г. ограничивался использованием зависимостей типа $K = f(w)$.

В работах «О введении подогрева питательной воды на паровозах» (в книге «Подогрев питательной воды на паровозах». М. Транспечать, НКПС, 1925; Труды НТК НКПС, вып. 10), «Результаты испытания водоподогревателей» (НТК НКПС, № 34, 1926) и «Сравнительные испытания паровозных водоподогревателей системы Вортингтона, Кнорра и завода «Борец» на паровозах серии Э» (Труды МИИТ, вып. 1, 1926) обобщаются теоретические и экспериментальные исследования по применению водоподогревателей на паровозах.

В работе «О введении подогрева питательной воды на паровозах» (опубликована в 1925 г.) ставится вопрос о тщательной подготовке к предстоящему введению водоподогрева на паровозах.

Указывая на ошибки, допущенные при оборудовании паровозов пароперегревателями (получение на ряде паровозов низких степеней перегрева), С. П. Сыромятников писал, что «всякое усовершенствование рабочего процесса теплосиловой установки оправдывает возлагаемые на него надежды лишь в том случае, если оно правильно рассчитано и установлено».

Задачей предстоявших испытаний паровозов, оборудованных водоподогревателями, ставилась не только фиксация цифры экономии, достигаемой за счет водоподогревателя, но и получение конкретных данных для возможности построения расчетных формул.

С. П. Сыромятников констатировал, что применяемая в современной литературе о паровозных водоподогревателях формула для определения необходимой поверхности нагрева в виде

$$H_{\text{вп}} = \frac{B_{\text{к}} (\vartheta'_{\text{п}} - \tau')}{\eta K_{\text{вп}} \left(t_e - \frac{\tau + \vartheta'_{\text{п}}}{2} \right)} \text{ м}^2 \qquad (71)$$

является лишь первым грубым приближением к истине, так как в ее основу положено совершенно необоснованное предположение о линейном изменении температуры воды в функции поверхности нагрева водоподогревателя. С. П. Сыромятников изложил новый вывод зависимости

$$\ln \frac{t_e - \tau}{t_e - \vartheta_{\text{вп}}} = \frac{\eta K_{\text{вп}}}{B_{\text{к}}} H_{\text{вп}}. \qquad (72)$$

Формула (72) характеризовалась как вполне точная, за исключением случаев, когда в водоподогреватель поступает высоко перегретый пар, а также когда количества пара недостаточно для подогрева воды исключительно за счет скрытой теплоты парообразования.

В формулах (71) и (72):

$H_{\text{вп}}$ — поверхность нагрева водоподогревателя, м²;

$B_{\text{к}}$ — паропроизводительность котла, кг/час;

$K_{\text{вп}}$ — коэффициент теплопередачи от пара к подогреваемой воде, ккал/м²час°С;

η — коэффициент, показывающий, какая часть тепла, проходящего через поверхность нагрева водоподогревателя, передается воде (остальная часть $1 - \eta$ теряется на наружное охлаждение);

τ' и $\vartheta'_{\text{п}}$ — теплосодержание воды на входе в батарею водоподогревателя и при выходе из нее, ккал/кг;

t_e, τ и $\vartheta_{\text{п}}$ — температуры выхлопного пара и воды на входе в батарею водоподогревателя и при выходе из нее, °С.

Главную и основную задачу предстоящих опытов С. П. Сыромятников видел в выяснении зависимости коэффициента теплопередачи от скорости протекания воды в трубках батареи водоподогревателя. В работе излагались подробно разработанная методика испытания водоподогревателей и вывод формулы для определения коэффициента ответвления мятого пара (μ) на работу водоподогревателя.

Обращалось внимание на необходимость определения размеров паро-отводящей от конуса трубы не по соотношению площадей, как это делалось ранее, а из расчета гидравлических сопротивлений.

В двух других указанных выше работах подробно освещались результаты испытания водоподогревателей Вортингтона, установленных на паровозах серий Э и Э^{Ш} и проведенных в июне — июле 1925 г. на участке Сызрань — Базарная б. Московско-Казанской ж. д.

Необходимость испытаний мотивировалась отсутствием отечественных данных о работе водоподогревателей, так как «большинство сведений о размерах получаемой экономии топлива, фигурирующих в заграничной технической литературе, страдают явным преувеличением и носят рекламный характер».

Подробно описаны оборудование паровозов, методика их испытания и подготовительные опыты на стоянке.

Опытные поездки проводились по принципу параллельных испытаний каждого паровоза при питании через водоподогреватель и инжекторы на одном и том же участке и с одинаковыми по весу составами.

В результате обработки опытных данных по формуле (72) при $\eta = 0{,}97$ была получена зависимость коэффициента теплопередачи (для поверхностных водоподогревателей) от скорости протекания воды в трубках батареи

$$K_{\text{вп}} = 200 + 1650\ w^{0{,}7}\ \text{ккал/м}^2\text{час°С}. \qquad (73)$$

Величина средней экономии топлива была получена при поверхностном водоподогревателе в 10—11%, при водоподогревателях смешения — до 13%. По мере загрязнения поверхностей нагрева маслом и накипью экономия топлива при поверхностном водоподогревателе снижалась до 8—10%.

Отмечалось, что благодаря экономии в расходе воды порядка 11—15%, лучшему использованию тепла мятого пара (при одинаковом коэффициенте отбора пара температура подогрева воды на 10—15° выше, чем у поверхностных водоподогревателей) более рациональным является применение водоподогревателей смешения.

Экономические расчеты показали, что стоимость оборудования паровозов водоподогревателями при условии правильной эксплуатации погашается за счет повышения экономичности работы паровозов в течение 1,5 лет.

В 1926 г. выходит в свет первое издание курса «Тепловой процесс паровоза», в основу которого было положено литографированное издание курса 1923 г., с добавлением материалов, содержащихся в работах С. П. Сыромятникова периода 1923—1926 гг. В первом издании курса впервые приводилась эмпирическая формула, связывающая потери тепла,

вследствие химического недожога топлива и весовую нагрузку топочного объема:

$$q_2' = 0{,}00017 \left(\frac{B_h}{V_т}\right)^2 + \frac{120}{\frac{B_h}{V_т} + 1{,}6}\ \%, \qquad (74)$$

где B_h — расход нефти, кг/час;

$V_т$ — объем топки, м³.

Устанавливалось, что минимальные потери от химического недожога топлива имеют место при $\frac{B_h}{V_т} = 65—85$ кг/м³.

В курсе развивались высказанные ранее соображения о влиянии сорта топлива на степень перегрева пара. Факт получения более высоких перегревов пара при нефтяном отоплении объяснялся различными коэффициентами избытка воздуха, средними температурами продуктов сгорания, характером пламени, степенью и характером загрязнения труб сажей, что могло влиять на величину коэффициентов теплопередачи. В качестве приложения излагался пример теплового расчета паровоза при отоплении углем.

В тепловые расчеты котла вводилась величина механической полноты сгорания топлива (μ), определявшаяся из уравнения предварительного теплового баланса котла. При определении скоростей газового потока коэффициент механической полноты сжигания топлива во внимание не принимался.

В том же году вышла книга «Тепловой процесс паровоза. Новейшие теоретические и экспериментальные достижения» (издание Секции инженерно-технических работников Московско-Курской ж. д., 1926), которая, по определению автора, представляла «Краткий обзор современного развития теории теплотехники и методов теплотехнического исследования, применительно к специфическим условиям работы паровоза, а также результатам экспериментального исследования паровозов».

По существу книга была конспективным изложением первого издания курса «Тепловой процесс паровоза» и отличалась от последнего большей глубиной разработки разделов, посвященных топочным потерям и определению размеров топки. В параграфе «Механические потери горения» излагалась аэродинамическая теория уноса топлива, разработанная Л. К. Рамзиным (Л. К. Рамзин. Потери от уноса при сжигании топлива, их размеры и значение, Известия Теплотехн. ин-та, № 3(5), 1925).

Упрощенное рассмотрение условий равновесия частицы топлива на колосниковой решетке приводило к известному выражению, полученному Л. К. Рамзиным

$$\max d \approx 0{,}01\ w^2, \qquad (75)$$

где $\max d$, мм — максимальный диаметр частиц топлива, уносимого при скорости воздушного потока w, м/сек.

Описывался метод графического определения процента потерь от уноса топлива при известном рассеве. С. П. Сыромятников считал этот метод чрезвычайно ценным для установления качественной зависимости потери от уноса от таких факторов, как напряжение колосниковой решетки, коэффициент избытка воздуха, содержание в топливе мелочи, влаги и летучих веществ. В таком изложении теория уноса вошла во все последующие издания курса.

Анализ экспериментально определенных потерь от химического недожога топлива приводил к констатации зависимости их от объема топки и температурного режима ее работы. Устанавливая увеличение потерь от химического недожога с уменьшением объема топки и понижением температуры продуктов сгорания ниже 850—900°, С. П. Сыромятников сравнивал работу паровозной топки с работой топки водотрубного котла. Давалось следующее толкование эмпирической зависимости (74): «Первое слагаемое пропорционально квадрату нагрузки и характеризует влияние объема топочного пространства; второе слагаемое обратно пропорционально нагрузке и выявляет роль топочной температуры в процессе догорания летучих». Переходя к вопросу об определении оптимальной величины топочного объема, автор указывал, что «...развивать объем паровозной топки до таких размеров, как в стационарных водотрубных котлах, было бы неразумно, так как неизбежно получающаяся в этом случае низкая температура топочного пространства не уменьшила бы потерь от недогорания, а наоборот, резко понизила бы экономичность топочного процесса». Так как паровозные топки работают при режимах, изменяющихся в довольно широких пределах, то «в правильно спроектированном паровозном котле объем топки, очевидно, должен быть таким, чтобы наивыгоднейшая нагрузка объемной единицы топочного пространства имела место при средних эксплуатационных условиях работы паровоза».

Исходя из того, что минимальные потери от химического недожога при нефтяном отоплении имеют место при $\frac{B_h}{V_т} \approx 75$ кг/м³, и принимая испарительную способность 1 кг нефтяных остатков 11,5 кг, автор вывел формулу для определения объема топки

$$\frac{H_к}{V_т} = \frac{860}{Z_к}, \tag{76}$$

где $H_к$ — испаряющая поверхность нагрева котла, м²;
$V_т$ — объем топки, м³;
$Z_к$ — средняя форсировка котла, кг/м² час.

Сравнение осуществленных в отечественных паровозах величин $\frac{H_к}{V_т}$ с оптимальными их значениями показало, что топки паровозов

серии Э отвечают своему назначению, тогда как топки паровозов серий $О^{О}$ и $Н^{В}$ слишком малы.

Касаясь вопроса об увеличении объема топок, С. П. Сыромятников писал, что «дальнейшее увеличение объема нефтяных топок следует признать возможным и желательным, но при обязательном условии искусственного повышения топочной температуры путем уменьшения прямой отдачи (закладывание части стен кирпичом).

На угольном отоплении экономичность работы котла зависит в значительной степени от размеров уноса, обусловливаемого нагрузкой решетки. Поэтому здесь громадную роль играет площадь колосниковой решетки».

Вопросы теплового процесса нефтяных паровозных топок и определения их наивыгоднейшей кубатуры нашли дальнейшее развитие в работах С. П. Сыромятникова «О работе нефтяной паровозной топки и нормы расчета ее кубатуры» (в книге «Труды III Всесоюзного теплотехнического съезда», т. 2, вып. 2, 1927) и «Работа нефтяной паровозной топки и нормы для расчета ее кубатуры» (Труды МИИТ, вып. 7, 1928).

Отмечая, что «одной из наиболее слабо освещенных сторон рабочего процесса паровозного котла является работа топки, в особенности размеры прямой отдачи топки и влияние размеров топочной камеры на процесс догорания летучих», автор поставил целью частично осветить эти вопросы на основании имеющихся опытных данных.

Рассматривая схему работы топок паровозных и водотрубных котлов, С. П. Сыромятников приходит к выводу, что благодаря стопроцентному экранированию паровозных топок, на величину потерь от химического недожога влияет не только объем топочного пространства, но и температура продуктов сгорания.

Из-за интенсивного снижения температуры продуктов сгорания (ввиду большой прямой отдачи слоя или факела) объем паровозной топки приходится делать значительно меньшим по сравнению с наивыгоднейшим. Объем топки рекомендовалось выбирать таким, чтобы при нормальной форсировке котла в конце топочного пространства температура продуктов сгорания поддерживалась такой, при которой еще обеспечивается сгорание летучих, т. е. не ниже 800—850°.

Проектирование топок по этому принципу требует знания законов прямой отдачи в топках. Отмечая, что «законы прямой отдачи в котельных топках в настоящее время изучены еще далеко не полностью» и «особенно спорным и неясным является вопрос о величине лучеиспускающей поверхности при нефтяном отоплении», С. П. Сыромятников на основании обработки данных испытания котла Бабкок и Вилькокс (1925 г.) по формуле

$$Q_{л} = \sigma H_{л} \left\{ \left[\frac{T_{т} + 273}{100} \right]^{4} - \left[\frac{t_{к} + 273}{100} \right]^{4} \right\} \qquad (77)$$

получил коэффициент $\sigma = 4{,}05$.

В формуле (77):

$H_л$ — лучеиспускающая поверхность факела, м²;

$T_т$ — средняя температура топочного пространства, °С.

Поставив целью построить кривые изменения температуры продуктов сгорания, а также кривую изменения топочных потерь (кривую догорания), автор излагает методику их построения, основанную на разбивке топочного объема на несколько равных по объему секций и на использовании уравнения (77) с целью определения количества тепла, передаваемого излучением в каждой секции. Затем, на основании уравнения тепла подсчитывалась температура на границах секций и из уравнения теплового баланса определялись (посекционно) и потери тепла от химического недожога. Однако построение температурных графиков по этому методу было возможно лишь при известной начальной температуре в топке (T_a), соответствующей моменту, когда летучие выделились из топлива, но еще не сгорели.

Так как задача определения количественного состава газов была не решена, а экспериментальные данные отсутствовали, С. П. Сыромятников избрал путь приближенного решения при следующих предположениях:

1) весь водород содержится в выделившихся летучих в свободном виде (H_2); метан отсутствует; 2) весь водород входит в летучие связанным с углеродом в пропорции метана (CH_4).

Определение состава летучих в момент полного термического разложения топлива и потерь тепла, связанных с наличием горючих компонент (CO, H_2 и CH_4), позволило определить количество тепла, содержащегося в продуктах распада и их температуры.

Указывая на неточность и гипотетичность способа определения температуры T_a, автор считал, что в данном случае, когда требуется определить T_a с точностью до 150—200°, этот прием вполне оправдан.

Разработанный способ построения температурных графиков был применен к топке котла Бабкок и Вилькокс, а затем — к топке паровоза серии $О^{О}$.

Исследование позволило сделать вывод, что даже при топочной камере паровоза $О^{О}$, очень малой по сравнению с более современными паровозами, увеличение ее объема повело бы к чрезмерному снижению температуры газов в конце топки при низких форсировках. При высоких форсировках рационально было бы увеличить существующий объем топочной камеры в 2,5—3 раза. Убедившись, что резко переменный режим работы паровозного котла «устраняет всякую возможность рационального подбора размеров его топочного пространства», С. П. Сыромятников писал, что «наиболее логичным решением вопроса применительно к котлам этого типа был бы выбор такой топочной кубатуры, которая являлась бы наивыгоднейшей в условиях работы с некоторой средней форсировкой котла». Оптимальным для средней форсировки является объем топочного пространства, вдвое больший, чем существующий.

Исследование показало незначительность влияния размеров прямой отдачи топки на коэффициент полезного действия котла. В заключение автор рекомендовал: определение топочного объема производить по формуле (76); расчетные теплонапряжения топочного объема принимать в 2,5 раза больше, чем для топок стационарных котлов; дальнейшее увеличение объема паровозных нефтяных топок сопровождать искусственным повышением топочной температуры путем уменьшения прямой отдачи (постановка длинных сводов, уменьшение лучевоспринимающей поверхности стенок).

Сформулированному в этой работе принципу зонального расчета топок, как позволяющему более полно вскрыть особенности теплообмена в топке, С. П. Сыромятников придавал большое значение и применял его в последующих работах.

К некоторым вопросам, затронутым в работах по определению кубатуры паровозных нефтяных топок, С. П. Сыромятников неоднократно возвращался в последующем, решая их сходными методами для топок угольного отопления.

В статьях «К вопросу о расчете поверхности нагрева пароперегревателей» («Известия Теплотехн. ин-та», № 8 (31), 1927) и «Влияние подогрева питательной воды на степень перегрева пара» (Труды МИИТ, вып. 9, 1928) впервые в теплотехнической литературе обращалось внимание на понижение температуры перегретого пара при введении водоподогрева. Сравнение работы пассажирских паровозов серий Л и С, испытанных в 1926 г. на Октябрьской ж. д., показало, что на паровозе серии $С^{У}$, оборудованном водоподогревателем, температура перегретого пара была зафиксирована значительно ниже того значения, которое получалось пересчетом непосредственных испытаний паровоза серии Л без водоподогревателя.

Анализ причин такого расхождения привел к выводу, что снижение фактически полученной температуры перегрева пара против ожидаемой по расчету явилось следствием высокого подогрева питательной воды на паровозе серии $С^{У}$.

Сравнение работы котла, при питании холодной и горячей водой, при условии одинакового количества загружаемого в течение часа топлива (B_h=const) или одинаковой паропроизводительности ($B_к$=const) показало, что во всех случаях присоединение к котлу водоподогревателя вызывает снижение температуры перегретого пара.

Отсюда делались важные выводы:

1) «снижение перегрева пара, являющееся неизбежным следствием введения подогрева питательной воды, уменьшает цифру экономии от водоподогрева»;

2) «при проектировании паровых котлов для перегретого пара заданной температуры поверхность пароперегревателя должна быть выполнена большей в случае применения подогрева питательной воды».

В этих работах С. П. Сыромятников пользовался преобразованной зависимостью (65). С целью придания зависимости (65) большей общности, член $\frac{B}{H}$ множился на $\frac{K_{\text{р}}^{\text{н}}}{10\,000}$, где $K_{\text{р}}^{\text{н}}$ — низшая теплотворная способность данного натурного топлива (ккал/кг), а 10 000 — средняя теплотворная способность мазута (ккал/кг), для которого получена зависимость (65).

Новая формула для определения температуры продуктов сгорания в любом сечении котла имела вид:

$$T = 1350 \sqrt[1,6]{\frac{\frac{B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H} + 4400}{\frac{B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H} + 223\,000}} \text{ °C.} \tag{78}$$

Для конкретных случаев формула (78) преобразовывалась:

а) температура продуктов сгорания у огневой решетки

$$T_2 = 1350 \sqrt[1,6]{\frac{\frac{B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{т}}} + 4400}{\frac{B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{т}}} + 223\,000}} \text{ °C;} \tag{79}$$

б) температура уходящих из котла продуктов сгорания:

$$T_3 = 1350 \sqrt[1,6]{\frac{\frac{B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{к}} + H_{\text{п}}''} + 4400}{\frac{B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{к}} + H_{\text{п}}''} + 223\,000}} \text{ °C.} \tag{80}$$

В работах приводилась новая полуэмпирическая формула для определения необходимой поверхности нагрева пароперегревателя [развитие формул (66) и (67)], учитывающая подогрев питательной воды:

$$\Delta\lambda = \varphi \cdot \psi (\lambda_{\text{к}} - \tau) \frac{H_{\text{п}}''}{H_{\text{к}}} \left(\frac{B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{к}} + H_{\text{п}}''} \right)^{0,3}, \tag{81}$$

где $\Delta\lambda$ — приращение теплосодержания пара в пароперегревателе, ккал/кг

φ — коэффициент, учитывающий влияние системы пароперегревателя; для элементов Шмидта $\varphi = 1{,}0$; для элементов Чусова $\varphi = 1{,}14$;

ψ — коэффициент, учитывающий вид топлива; для угольного отопления $\psi = 0{,}21$; для нефтяного $\psi = 0{,}24$;

$\lambda_{\text{к}}$ — теплосодержание котлового пара, ккал/кг;

τ — теплосодержание питательной воды, ккал/кг,

$H_{\text{п}}''$ — газовая поверхность нагрева пароперегревателя, находящаяся в жаровых трубах, м²;

$H_{\text{к}}$ — испаряющая поверхность нагрева котла, м².

В апреле 1929 г. XVI партийная конференция приняла первый пятилетний план строительства социализма в нашей стране, явившийся грандиозным планом вооружения всего народного хозяйства современной техникой. Первый пятилетний план предусматривал вложение в реконструкцию транспорта 10 млрд. руб., выдвигал задачу оснащения железнодорожного транспорта мощными паровозами. Учитывая насущную необходимость создания отечественных мощных паровозов, С. П. Сыромятников откликается на призыв партии работой «Основные принципы проектирования сверхмощных паровозов» (Труды МИИТ, вып. XIV, 1929).

В предисловии к работе писалось о необходимости пересмотра укоренившихся принципов проектирования паровозов и разработке основных вех паровозостроения на ближайшее будущее, в связи с переходом на постройку мощных паровозов. Автор ограничивал свое исследование вопросами об отыскании оптимальных размеров котлов мощных паровозов, оптимальных геометрических соотношений между размерами их топок и отдельных элементов поверхностей нагрева.

Первая часть работы посвящалась весьма важному как в проектировании, так и в практике эксплуатации паровозов вопросу о выборе расчетного паронапряжения (форсировки) котла $\left(Z_к = \frac{B_к}{H_к}\right)$. Выбор расчетного паронапряжения котла при проектировании паровозов предопределял необходимые поверхности нагрева котла (при заданной мощности паровоза), весовые характеристики и в конечном итоге — тип (колесную формулу) паровоза. В эксплуатации по расчетному паронапряжению определялись эксплуатационные показатели работы паровозов (веса поездов и скорости движения на расчетных подъемах), влиявшие на определение пропускной и провозной способности железнодорожных участков. Констатируя, что в технической литературе рекомендуется принимать при проектировании паровозов для нефтяного отопления $Z_{к\,max} = 45—50$ кг/м² час, а для угольного $Z_{к\,max} = 30—35$ кг/м² час, С. П. Сыромятников писал, что «эти цифры совершенно голословны и неубедительны, так как величина $Z_к$, хотя бы и на данном определенном топливе, есть понятие фиктивное, совершенно не характеризующее действительных условий работы паровозных котлов».

Указывая, что величина форсировки котла зависит от отношения испаряющей поверхности нагрева котла к площади колосниковой решетки, автор утверждал, что, «меняя величину этого отношения, можно построить такой паровоз, который будет давать на любом топливе любое паронапряжение, вплоть до цифр 80—100 кг/м² час.

Вот эти-то соотношения между величиной паронапряжения $Z_к$ и отношением $\frac{H_к}{R}$ мы и попытаемся установить и, сличив с данными непосредственного опыта, опровергнуть, наконец, глубоко укоренившийся у

некоторых паровозников предрассудок, что на угле нельзя получить в паровозном котле паронапряжения больше 35 кг/м² час».

Анализ работы паровозного котла на угле и нефти при различных величинах отношения $\frac{H_к}{R}$, а также рассмотрение формулы паронапряжения в «нормальном» паре

$$Z_к^н = Y\eta_к \frac{K_р^н}{640} \frac{1}{H_к / R} \text{ кг/м}^2 \text{ час} \qquad (82)$$

позволил С. П. Сыромятникову сделать ряд выводов:

1) с уменьшением отношения $\frac{H_к}{R}$ несколько уменьшается коэффициент полезного действия котла ($\eta_к$) и, следовательно, его паропроизводительность, вследствие повышения температуры отходящих газов; для восстановления паропроизводительности необходимо сжигать в топке на 5—10% больше топлива, что не представляет никаких затруднений;

2) при уменьшении $\frac{H_к}{R}$ возрастает перегрев пара, что ведет к повышению к. п. д. машины, которое почти полностью компенсирует проигрыш в к. п. д. котла, следовательно, к. п. д. паровоза заметно не снизится;

3) при уменьшении $\frac{H_к}{R}$ появляется возможность постройки паровоза заданной мощности более компактным, с более простой колесной формулой, иными словами снижается затрата металла на единицу реализуемой паровозом мощности.

В подтверждение положения о зависимости реализуемого паронапряжения котла от отношения $\frac{H_к}{R}$ автор построил графики $Z_к = f\left(\frac{H_к}{R}\right)$ при $Y = \text{const}$ для различных, уже построенных и испытанных, отечественных паровозов, при нефтяном и угольном отоплениях, которые вполне удовлетворительно совпадали с данными проведенного анализа.

Исходя из положения, «что можно без всякого труда реализовать в котле любое паронапряжение, изменяя величину отношения поверхности нагрева к площади колосниковой решетки, при этом изменяя величину указанного отношения даже в очень широких пределах, мы получаем сравнительно ничтожное изменение экономичности работы паровоза в целом», а также учитывая современные тенденции в изменении так называемого строительного коэффициента (отношение полного веса паровоза к испаряющей поверхности нагрева котла) и получившиеся размеры котла, С. П. Сыромятников на основании ряда сравнительных расчетов пришел к выводу, что современный мощный товарный паровоз на угольном отоплении должен иметь колесную формулу 1-5-1.

Исследование влияния скорости прохождения предельного подъема на тип и размеры паровоза показало, что с увеличением заданной на предельном подъеме (проходимом без подталкивания) скорости хода резко возрастает расход пара. Автор писал по этому поводу: «Следова-

тельно, если стать на ту точку зрения, что для величины паронапряжения ($Z_к$) существует определенный и, по современным ошибочным взглядам (разделяемым, к сожалению, многими тяговиками-паровозниками), весьма невысокий предел, зависящий главным образом от сорта горючего, и, усвоивши эту точку зрения, задаваться при разных заданных V одинаковыми $Z_к$, то по мере увеличения заданной для прохождения предельных подъемов скорости будут резко расти у проектируемого паровоза размеры котла ($H_к$ и H), а следовательно, и рабочий вес паровоза».

Замечая, что, «не идя на увеличение допускаемого паронапряжения, нельзя получить достаточно простой и компактный тип быстроходного товарного паровоза», С. П. Сыромятников продолжал: «из этого вовсе, конечно, не следует, что нельзя построить быстроходный товарный паровоз достаточно простого типа. Стоит только отказаться от, якобы, «предельных» для угольного отопления цифр $Z_к$ и уменьшая отношение $\frac{H_к}{R}$, заставить котел работать с большим средним паронапряжением поверхности нагрева. Это повысит температуру отходящих газов, но почти совершенно не отразится, как мы видели, на экономичности паровоза в целом благодаря автоматическому увеличению степени перегрева пара».

Далее освещался вопрос о влиянии величины среднего паронапряжения котла на степень безопасности его работы. Подробное исследование тепловой работы топки и цилиндрической части паровозного котла при различных средних паронапряжениях, изменяющихся вследствие изменения величины $\frac{H_к}{R}$, позволило сделать следующие выводы:

1) «При самых разнообразных величинах отношения $\frac{H_к}{R}$ и при самых разнообразных величинах средних паронапряжений котла ($Z_к$) топочная поверхность нагрева работает с одним и тем же паронапряжением ($Z_т$) и при одних и тех же температурах омывающих ее газов (при данном типе топки, характеризуемом отношением $\frac{H_к}{R}$ и размерами и устройством кирпичной кладки)».

2) «Если уменьшение отношения $\frac{H_к}{R}$ получается путем укорочения трубок (жаровых и дымогарных. — *Н. П.*), то при этом отбрасываются концы трубок, наиболее слабо напряженные; оставшаяся же часть поверхности нагрева трубок работает совершенно так же, как и в котле с большими $\frac{H_к}{R}$».

3) «Если уменьшение котловой поверхности нагрева достигается уменьшением числа труб при той же их длине, то благодаря большим скоростям протекания газов несколько повышается коэффициент теплопередачи, а следовательно, и паронапряжения на отдель-

ных участках длины трубок получаются несколько более высокими при малой величине $\frac{H_к}{R}$».

4) «При уменьшении $\frac{H_к}{R}$ увеличение среднего паронапряжения котла достигается за счет повышения местных напряжений в наиболее слабо работающих частях поверхности нагрева; напряжения же стенок топки и примыкающих к ней концов дымогарных труб при этом не повышаются».

5) «...если при уменьшении $\frac{H_к}{R}$ размеры топки сохраняются приблизительно неизменными и решетка работает с прежним напряжением, то никакого уменьшения степени безопасности работы котла или увеличения объема его ремонта ожидать нет оснований».

Эта, замечательная во многих отношениях работа, заканчивалась следующей рекомендацией: «...при построении особо мощных и в то же время быстроходных паровозов необходимо осуществлять достаточно просторные топочные камеры с большой площадью колосниковой решетки и сравнительно малые поверхности нагрева. Спроектированный по этому принципу паровоз выходит простым и дешевым и будет работать с очень большим средним паронапряжением поверхности нагрева, достигаемым вполне свободно и совершенно безопасным с точки зрения условий работы стенок котла».

С точки зрения развития методики теплового расчета котла в работе следует отметить следующие новые моменты:

1) впервые делалась попытка расчетного определения потерь тепла вследствие уноса топлива по формуле

$$q_2'' = aY^2\,\%\,, \tag{83}$$

где $a = 0{,}000125$ — эмпирический коэффициент;

Y — видимое весовое напряжение колосниковой решетки, кг/м² час;

2) в формулы (79) и (80) вводился коэффициент механической полноты сгорания топлива (μ), и они принимали вид:

$$T_2 = 1350 \sqrt[1{,}6]{\frac{\frac{\mu B_h K_р^н}{H_т} + 4400}{\frac{\mu B_h K_р^н}{H_т} + 223\,000}} \tag{84}$$

и

$$T_3 = 1350 \sqrt[1{,}6]{\frac{\frac{\mu B_h K_р^н}{H_к + H_и} + 4400}{\frac{\mu B_h K_р^н}{H_к + H_и} + 223\,000}}\,. \tag{85}$$

В 1931 г. выходит книга «Проектирование паровозов» (Центральный заочный политехнический институт транспорта, М., 1931), явившаяся

первым учебным пособием по проектированию паровозов для студентов транспортных и машиностроительных втузов. В пособии излагались вопросы определения основных размеров паровоза, теплового расчета котла, развески, разбивки труб, расчета водоподогревателя; вопросы определения размеров конусно-вытяжной системы, построения тяговых и расходных характеристик, экономичности и предельной мощности паровоза, составления эскизного проекта. Весь материал иллюстрировался конкретным расчетом. Отметим, что в книге встречается новая разновидность формулы (42):

$$K_{\ddot{и}} = \frac{1}{30}\left[\frac{\beta B_h \mu K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\ddot{и}} + H_{\text{ж}}}\right]^{0,7} \quad \text{ккал/м}^2\text{час °С.} \qquad (86)$$

В этом же году была опубликована работа «Влияние диаметра дымогарных трубок на тепловую работу котла» (Труды МИИТ, вып. 16, 1931).

Вследствие увеличения мощности паровозов непрерывно возрастают геометрические размеры котлов. Отмечая, что увеличение поверхности нагрева котла может итти двумя путями: за счет увеличения числа жаровых и дымогарных труб (увеличение диаметра котла) и увеличения расстояния между трубными решетками, С. П. Сыромятников указывал, что в первом случае значительно увеличивается вес котла, а во втором диаметр дымогарных труб, так как применяемые дымогарные трубы диаметром 46/51 и 45/50 удовлетворительно работают только при расстоянии между трубными решетками не более 5500 мм.

Работа имела целью выяснить влияние диаметра дымогарных труб на протекание рабочего процесса котла. Для исследования был выбран паровоз серии Л типа 2-3-1, имеющий наибольшую длину трубчатой части котла (5350 мм) при диаметре дымогарных труб 46/51.

Для выбранного паровоза сравнивались варианты с диаметром дымогарных труб 40/45, 46/51, 51/56 и 60/65 мм. Сравнение показало, что с увеличением диаметра дымогарных труб снижается температура перегрева пара, к. п. д. котла и машины и, следовательно, всего паровоза в целом.

В книгу «Проектирование паровоза» (Труды МИИТ, вып. 31, 1932) включен раздел «Подсчет основных размеров паровозов», написанный С. П. Сыромятниковым. Содержание этой работы в основном одинаково с опубликованным в книге «Проектирование паровозов» (1931 г.). Были пересмотрены лишь отдельные нормативные данные. В этих учебных пособиях С. П. Сыромятников наиболее полно сформулировал разработанный им метод проектирования по паровозу-образцу, нашедший широкое распространение в проектных организациях.

В 1933 г. в свет вышло второе издание курса «Тепловой процесс паровоза», включавшее результаты работ, опубликованных после выхода в свет первого издания.

В 1931 г. на Ворошиловградском паровозостроительном заводе им. Октябрьской революции по рабочему проекту ЦЛПБ был построен

первый мощный грузовой паровоз типа 1-5-1 серии ФД, который был принят основным типом грузового паровоза второй пятилетки. Паровоз ФД значительно отличался от грузовых паровозов старых серий. Котел паровоза был оборудован топкой с камерой догорания. Длина трубчатой части котла равнялась 5970 мм, а диаметр дымогарных труб 51/57 мм. Пароперегреватель системы Элеско был расположен в жаровых трубах диаметром 82,5/89 мм.

Испытания первого паровоза, проведенные в 1932 г. и опубликованные в 1933 г., показали ряд особенностей работы этих паровозов, в частности, выявили их недостатки, заключавшиеся в низком перегреве пара, значительном гидравлическом сопротивлении газовой стороны трубчатой части котла и парового тракта от котла к машине. Эти недостатки в работе котла паровоза серии ФД объяснялись неудачным типом пароперегревателя (Элеско типа Е), который без должной критической оценки был заимствован из практики американского паровозостроения.

Внимательный анализ результатов испытания паровоза серии ФД показал, что некоторые эмпирические зависимости, данные С. П. Сыромятниковым в его предыдущих работах и полученные на материале испытаний паровозов старых серий, имели значительные расхождения с данными испытания паровоза ФД. Это заставило автора внести ряд поправок в опубликованные формулы, не меняя расчетную методику по существу. Начиная с 1934 г., появляются новые работы С. П. Сыромятникова, посвященные анализу работы паровоза серии ФД.

В 1934 г. опубликована работа «Определение ожидаемой температуры уходящих газов в проектируемых паровозных котлах» (Труды МЭМИИТ, вып. VIII, 1934).

Указывая на необходимость предварительного определения температуры отходящих газов (T_3) и поверхности нагрева пароперегревателя при составлении предварительного теплового баланса (по существовавшей в то время методике теплового расчета котла, предварительный тепловой баланс составлялся для ориентировочного определения величины коэффициента механической полноты сжигания топлива), С. П. Сыромятников констатировал следующее: «ориентировочные зависимости для $\frac{H_{ü}}{H_{к}}$ и T_3, которыми до сих пор располагает расчетная паровозная теплотехника, были мною установлены по опытным данным с прежними паровозными котлами, весьма близкими друг к другу по типу и размерам», а для новых паровозов формулы малопригодны.

Старая зависимость (85) применима лишь при длине труб $L = 4{,}5 - 5$ м, диаметре дымогарных труб $d_д = 46/51$, диаметре жаровых труб $d_ж = 125/133$ и пароперегревателях Шмидта и Чусова. Формула не отражала влияния относительных размеров трубчатой части котла, в частности, относительной длины жаровых и дымогарных труб.

Анализируя работу паровоза без пароперегревателя, а также паровоза с пароперегревателем, автор пришел к выводу, что температура уходящих из котла газов ($T_з$) зависит от величины $\frac{\mu B_h K_р^н}{H}$ и относительной длины труб $\frac{L}{r}$ (r — приведенный средний гидравлический радиус цилиндрической части котла).

Эта зависимость отыскивалась в виде эмпирической формулы:

$$T_з = \left(a + \frac{b}{\frac{L}{r} + c}\right) f\left(\frac{\mu B_h K_р^н}{H}\right). \tag{87}$$

Из условия, что при $L = \infty$, $T_з = t_к = 197°$, определялось $a = 710$, если $f\left(\frac{\mu B_h K_р^н}{H}\right)$ сохраняется в виде

$$\sqrt[1,6]{\frac{\frac{\mu B_h K_р^н}{H} + 4400}{\frac{\mu B_h K_р^н}{H} + 223\,000}}.$$

Условие, что при $L = 0$, $T_з = T_2$, а также, что кривая, определяемая зависимостью (87), должна проходить через точку, соответствующую расчетным данным при $L = 5{,}15$ м, привело к значениям $b = 332\,000$ и $c = 105$.

Окончательный вид уравнения:

$$T_з = \left(710 + \frac{332\,000}{\frac{L}{r} + 105}\right) \sqrt[1,6]{\frac{\frac{\mu B_h K_р^н}{H} + 4400}{\frac{\mu B_h K_р^н}{H} + 223\,000}}. \tag{87а}$$

Уравнение (87а) справедливо для труб, имеющих $r = 0{,}0115$ м; для труб, имеющих иной гидравлический радиус, вводилась поправка $\xi = \left(\frac{r}{0{,}015}\right)^{0,15} = 1{,}98 r^{0,15}$, после чего

$$T_з = r^{0,15} \left(1400 + \frac{660\,000}{\frac{L}{r} + 105}\right) \sqrt[1,6]{\frac{\frac{\mu B_h K_р^н}{H} + 4400}{\frac{\mu B_h K_р^н}{H} + 223\,000}}. \tag{88}$$

Сравнение формулы (88) с опытными данными для паровозов серии $С^У$ (нефтяное отопление) и серии ФД (угольное отопление) давало удовлетворительную сходимость.

В том же сборнике опубликована статья «Выявление рациональных размеров трубчатой части котла паровозов ФД и ИС с пароперегревате-

лем Элеско типа Е», представляющая попытку нахождения наиболее рациональных размеров котла паровозов ФД и ИС.

Вопрос о необходимости изменения либо конструкции пароперегревателя, либо геометрических соотношений цилиндрической части котла (при сохранении существующего типа пароперегревателя) паровозов ФД и ИС возник в связи с получением низкой температуры перегрева пара при испытаниях первого паровоза ФД. С. П. Сыромятников высказывал мнение, что получение низкого перегрева пара было сопряжено не столько с недостатками пароперегревателя Элеско, как типа, сколько от осуществления в паровозе ФД невыгодного соотношения размеров жаровых и дымогарных труб.

В основу исследования было положено условие сохранения неизменными всех основных размеров котла; варьировались диаметры и количество жаровых и дымогарных труб.

В работе излагалась методика расчетного исследования и производился расчет тепловой работы котла при $Y = 350$ кг/м² час; сопоставление расчетных данных с данными испытаний выявило их сходимость и дало возможность автору констатировать применимость расчетной методики к мощным котлам, снабженным узкотрубным пароперегревателем типа Элеско.

Отметим, что применение на паровозах серии ФД дымогарных и жаровых труб, отличающихся (по диаметрам) от применявшихся ранее, заставило С. П. Сыромятникова ввести в формулы для определения коэффициентов теплопередачи поправку (в виде множителя), учитывающую влияние диаметра трубы $\left(\frac{0,0115}{r}\right)^{0,214}$, где 0,0115 — гидравлический радиус дымогарной трубы диаметром 46 мм, выраженный в метрах, а r — гидравлический радиус трубы, для которого производится подсчет величины K.

Впервые в практику тепловых расчетов поправка на величину диаметра трубы была введена еще профессором МВТУ А. П. Гавриленко.

На основании нескольких вариантов расчетов С. П. Сыромятников пришел к выводу, что наилучшие результаты паровоз ФД может дать при диаметре жаровых труб $d_{ж} = 94,5/102$ мм. При этом возрастают температура перегрева пара и экономичность работы паровоза. Серийные паровозы ФД вплоть до 1940 г. выпускались с пароперегревателем Элеско при диаметре жаровых труб $d_{ж} = 82,5/89$ мм. Но в 1940 г. начали выпускать паровозы ФД с так называемым широкотрубным пароперегревателем типа Л-40, что позволило резко увеличить температуру перегрева пара (на 50—60°) и повысить экономичность работы паровоза в целом примерно на 10% (в эксплуатационных условиях).

В выпущенном в 1934 г. инженерно-техническом справочнике «Паровоз» перу С. П. Сыромятникова принадлежат разделы «Тепловая работа паровоза» (глава I) и «Определение основных размеров паровоза» (глава VII).

Наряду с материалом, уже опубликованным ранее, эти главы справочника содержали и оригинальный материал. Произведено уточнение величины ψ в формуле (68), заключающееся в приведении значений ψ для асбеститовой изоляции и изоляции инфузорной землей.

Приводилась уточненная формула для определения коэффициента разделения газового потока (впервые опубликовано во втором издании курса «Тепловой процесс паровоза»)

$$\beta = \frac{1{,}04a - \sqrt{1{,}04a\,(1{,}38bd + c - cd)}}{1{,}04a - (1{,}38bd + c - cd)}, \tag{89}$$

где

$$a = \frac{L_{д}}{r_{д}\Omega_{д}^2}; \quad b = \frac{L_{ж'}}{r_{ж'}\Omega_{ж'}^2}; \quad c = \frac{L_{ж''}}{r_{ж''}\Omega_{ж''}^2}; \quad d = \frac{L_{ж'}}{L_{ж'} + L_{ж''}}.$$

Эмпирические коэффициенты 1,04 и 1,38 учитывали отношение средней абсолютной температуры продуктов сгорания в дымогарных трубах к таковой на втором участке жаровых труб и аналогичное отношение для первого и второго участков жаровых труб. Помещен раздел, характеризующий влияние длины труб на тепловую работу паровозного котла. Анализ тепловой работы паровозного котла с различными типами элементов (Чусова, Шмидта, Элеско) показал, что пароперегреватель Чусова дает температуру перегрева пара на 24° выше, чем при перегревателе Шмидта, но элемент Чусова в большей степени подвержен прогоранию (малый диаметр и толщина стенок труб), что заставляет иногда воздерживаться от его постановки на паровозах, особенно при плохом качестве питательной воды. Отмечался низкий перегрев пара при пароперегревателе Элеско, приводились причины этого и указывалось на большой, по сравнению с другими типами, его вес.

Приведена новая эмпирическая формула для ориентировочного определения необходимой поверхности нагрева пароперегревателя

$$H_{п} = \xi 14{,}5 \left(\frac{\Delta\lambda}{\lambda_{к} - \vartheta}\right)^{1{,}43} \frac{H_{к}}{Z_{m}^{0{,}43}}, \tag{90}$$

где ξ — коэффициент, зависящий от системы пароперегревателя (Шмидт $\xi = 1$, Чусов $\xi = 0{,}9$, Элеско $\xi = 1{,}2 - 1{,}4$);

$\Delta\lambda$ — приращение теплосодержания пара в пароперегревателе, ккал/кг;

ϑ — теплосодержание питательной воды, ккал/кг;

$H_{к}$ — испаряющая поверхность нагрева котла, м²;

Z_{m} — форсировка котла по машине, кг/м² час.

В 1934 г. на Северо-Кавказской ж. д. по инициативе профессора Б. И. Карчевского были проведены опытные поездки с паровозом серии Э^{м} при частично заглушенных дымогарных трубах (были заглушены 27, 38 и 52 трубы). Опыты показали значительное повышение температуры перегрева пара и как следствие — повышение экономичности работы машины.

Всесторонний анализ этого предложения был сделан С. П. Сыромятниковым в работе «Исследование условий работы перегревного паровоза с частичным и полным выключением дымогарных трубок» (Труды МЭМИИТ, вып. XIII, «Вопросы конструирования паровоза», 1935). Объектом исследования являлся паровоз типа 0-5-0 серии $Э^{М}$. Исследованы следующие случаи: 1) нормальный паровоз, 2) выключены 52 дымогарные трубы, 3) выключены 100 дымогарных труб и 4) выключены все дымогарные трубы. Все варианты рассчитаны для двух значений интенсивности горения $Y = 200$ и 350 кг / м²час.

Расчеты показали, что выключение 52 дымогарных труб ведет к сравнительно небольшому увеличению гидравлического сопротивления цилиндрической части котла (увеличение, по сравнению с исходным вариантом, на 9,1 мм вод. ст.), что требует уменьшения выхлопного сечения конуса на 4—5%.

Выводы сводятся к трем следующим положениям:

1. По мере выключения из работы дымогарных труб в котле паровоза с перегревом пара при некотором, чрезвычайно незначительном уменьшении паропроизводительности котла B_m (вследствие повышения температуры отходящих газов $T_з$) наблюдается значительное повышение температуры перегретого пара, обусловленное увеличением коэффициента разделения газового потока β. Это ведет к заметному уменьшению расхода топлива и воды на единицу реализуемой мощности.

2. Даже значительное уменьшение числа дымогарных труб (на 50—60 штук в паровозе средней мощности) не вызовет существенного возрастания газового сопротивления котла и не потребует каких-либо изменений в конусной установке.

3. Для уже построенных паровозов осуществление заглушки дымогарных труб нерентабельно, так как, вследствие различных тепловых режимов заглушенных и незаглушенных труб, произойдет расстройство соединений труб с решеткой (течь труб).

С. П. Сыромятников рекомендовал учесть полученные выводы при проектировании котлов новых паровозов, считая полезным сокращение числа дымогарных труб и осуществление, за счет этого, больших водяных зазоров и переход с ромбической разбивки на прямоугольную.

В методике расчета, примененной в данной работе, автор пользовался новой формулой для определения потерь тепла вследствие механического недожога топлива:

$$q_2'' = 10 + 0{,}0002\,(Y - 200)^2\,\%\,, \tag{91}$$

где Y — видимая интенсивность горения топлива, кг / м² час.

По структуре формулы (91) исходными положениями являются: а) потери не зависят от сорта топлива; б) при интенсивности горения $Y = 200$ кг / м² час для всех топлив $q_2'' = 10\,\%$; в) дальнейшее возрастание потерь пропорционально квадрату видимой интенсивности горения.

Формула (74), полученная для паровозов нефтяного отопления, применяется для паровозов угольного отопления при условии введения в правую часть множителя ξ, являвшегося эмпирическим коэффициентом, зависящим от сорта топлива, формы и расположения свода, коэффициента избытка воздуха, опытности кочегара и т. п.

1935 год явился для транспорта переломным. Коммунистическая партия и Советское правительство призвали железнодорожников на борьбу с теорией пределов, закончившуюся полным разгромом последней. Были отброшены старые, изжившие себя нормы эксплуатации подвижного состава. Машинист Петр Кривонос, откликнувшись на призыв партии, показал образцы освоения новой техники, практически доказав возможность значительной интенсификации работы паровоза.

Результаты испытания первого паровоза серии ФД, изложенные в книге «Результаты опыта над первым паровозом типа 1-5-1 серии ФД», отражали взгляды предельщиков из б. Института реконструкции тяги НКПС. Сила тяги при максимально возможной отсечке $\varepsilon = 0{,}6$ не определялась, предел силы тяги по сцеплению был ограничен величиной коэффициента сцепления $\psi_к = \frac{1}{5{,}3}$; максимальные форсировки котла не превышали 55 кг/м² час.

П. Кривонос, а за ним и многие другие машинисты, работавшие как на современных паровозах ФД, так и на паровозах старых серий, показали полную возможность значительного повышения скорости движения поездов и веса перевозимых составов за счет реализации высоких форсировок котла (до 80—85 кг/м² час) и более полного использования сцепного веса паровоза.

Являясь ученым-новатором, еще в 1929 г. теоретически обосновавшим возможность осуществления высоких форсировок паровозных котлов, С. П. Сыромятников одним из первых ученых-транспортников поддержал почин П. Кривоноса. В 1936 г. С. П. Сыромятников выезжал с бригадой аспирантов на Донецкую железную дорогу, где изучал и обобщал опыт передовых машинистов. В результате им была опубликована работа «Что может дать паровоз «Феликс Дзержинский» при кривоносовских методах работы» (Труды МЭМИИТ, вып. XXVIII, 1936), содержавшая анализ работы паровоза серии ФД при новых, расширенных возможностях, вскрытых передовыми машинистами.

С. П. Сыромятников писал: «Проделанная работа не претендует на то, чтобы дать законченный рецепт использования паровоза серии ФД. Она лишь отражает результат научного анализа наших конкретных достижений в этой области на сегодняшний день и дает методику построения расчетных графиков использования паровоза при любых наперед заданных параметрах — наибольшей допускаемой скорости движения V_{max}, наибольшем, достижимым в условиях эксплуатации, коэффициенте сцепления $\psi_к$, наибольшей форсировке Z_m и отсечке ε».

С. П. Сыромятников отмечал, что «расход угля на 1 ткм резко уменьшается при кривоносовских способах ведения поезда; размеры экономии достигают 20—25%. Так, например, повышение величины Y с 350 до 550 кг/м² час дает увеличение расхода топлива на 14—18% и повышение технической скорости на 21—35%.

В результате расход на 1 ткм снижается в зависимости от характера профиля от 5 до 20%».

Расчеты, произведенные С. П. Сыромятниковым, показали, что при новых методах эксплуатации паровозов ФД скорость движения поездов повышается, в зависимости от профиля и веса состава, в пределах 25—45%. Несмотря на то, что повышение скорости движения связано с ухудшением к. п. д. паровоза и абсолютным перерасходом топлива, им доказано, «что при большом объеме перевозок, требующем наибольшего использования пропускной способности дороги, на всех подъемах пути форсировка паровоза и полное использование его ресурсов являются безусловно выгодными».

В качестве условного измерителя выгодности перевозок выдвигалась величина $\frac{E}{QV}$, где E — расход угля, кг; Q — вес состава, т; V — скорость движения, км/час.

В заключении работы автор писал:

«Приведенные выше цифры — скорости до 85 км/час, коэффициент сцепления $^1/_{4,5}$ — $^1/_{4,0}$ и более, полезные форсировки котла $Z_m = 60$—65 кг и более с 1 м² в час (что соответствует $Z_{кн} = 74 \div 78$) взамен старых, явно заниженных и псевдо-научных пределов — реально достижимы без каких бы то ни было специальных приспособлений и изменений в паровозе, верхнем строении пути или в эксплуатационном аппарате.

Поэтому реализация этих показателей работы паровоза ФД, дающая в конечном счете до 15—20% понижения себестоимости перевозки грузов, является делом чести советских железнодорожников и должна быть в кратчайшее время внедрена на всех направлениях, где работают наши мощные «Феликсы».

В 1937 г. вышла работа «Варианты расчета паровозного котла (Труды МЭМИИТ, вып. XXI), задуманная как пособие для студентов, проектных бюро НКПС и паровозостроительных заводов. На основе обычно применявшейся методики были произведены 52 полных тепловых расчета паровоза, с различными конструктивными вариациями котла, которые позволяли выявить роль и влияние каждого отдельного элемента паровозного котла на мощность и экономичность работы паровоза в целом.

Исследованию подвергались следующие факторы:

1. Отношение испаряющей поверхности нагрева котла к площади колосниковой решетки (варианты с величиной отношения $\frac{H_к}{R} = 39$; 53,7 и 80,5).

2. Длина трубчатой части котла (варианты с длиной $L = 3{,}435$; 5,70; 6,87 и 10,3 м).

3. Диаметр трубки пароперегревателя (варианты с $d_{ü} = 0$; 18/24; 24/30; 29/36; 34/42; 42/50).

4. Диаметр жаровых труб ($d_{ж} = 94{,}5/102$; 125/133; 131/140; 143/152 и 163/171 мм при элементах Шмидта, Чусова и $d_{ж} = 82{,}5/89$; 88,5/95 и 94,5/102 мм при элементе Элеско Е).

5. Диаметр дымогарных труб ($d_{д} = 40/45$; 46/51; 51/57 и 60/65 мм).

6. Температура питательной воды (варианты при $\vartheta = 10$, 40, 70 и 100°С).

7. Отношение пароперегревательной поверхности к испаряющей (варианты с величиной отношения $\frac{H_{ü}}{H_{к}} = 0{,}056$; 0,173; 0,33 и 0,588).

В качестве объекта исследования был выбран котел (основной вариант) с пароперегревателем Шмидта, имеющий следующие размеры: $L = 5{,}15$ м; $L''_{ж} = 4{,}65$ м; $H_{т} = 22{,}8$ м²; $R = 5{,}7$ м²; $V_{т} = 10{,}0$ м³; $n_{д} = 218$ шт; $d_{д} = 46/51$ мм; $n_{ж} = 48$ шт; $d_{ж} = 125/133$ мм; $d_{ü} = 29/36$ мм; $\frac{H_{ü}}{H_{к}} = 0{,}33$; $\frac{H_{к}}{R} = 53{,}7$.

Расчет основного варианта производился для интенсивностей горения $Y = 150$; 250; 350 и 450 кг/м² час.

При всех расчетах потери тепла от химической неполноты сгорания топлива принимались независящими от интенсивности горения и равными 5,4%. Потери тепла от механического недожога для паровозов со стокерным отоплением при спекающихся углях рекомендовалось определять по уравнению

$$q''_2 = 1{,}128\ R + 0{,}00114\ Y^2\,\%\,. \tag{92}$$

Исследование изменения величины $\frac{H_{к}}{R}$ позволяло сделать вывод о целесообразности уменьшения ее за счет увеличения R. Рекомендовалось для паровозов, отапливаемых углем, осуществлять отношение $\frac{H_{к}}{R} \approx 40$.

Расчеты для различных вариантов длины цилиндрической части котла при постоянных величинах $H_{к}$ и $\frac{H_{ü}}{H_{к}}$ приводили к выводам, что с увеличением длины труб:

1) понижается температура уходящих газов вследствие резкого повышения скоростей протекания газов по небольшому количеству длинных труб (коэффициент теплопередачи увеличивается);

2) незначительно понижается температура перегрева пара вследствие понижения температуры $T_{з}$;

3) резко возрастает гидравлическое сопротивление котла, что требует затяжки конуса;

4) к. п. д. паровоза изменяется в сравнительно узких пределах.

Автор считал, что применять длинные трубы без особой на то необходимости не следует. Исследование влияния диаметра дымогарных труб на работу паровоза, при неизменных длине труб $L = 5{,}15$ м, величине испаряющей поверхности нагрева дымогарных труб ($H_{д}^{ис} = \text{const}$) и числе жаровых труб ($n_{ж} = \text{const} = 48$ шт.), позволило сделать заключение о невыгодности в тепловом отношении увеличения диаметра дымогарных труб.

При длинах труб до $5{,}3 \div 5{,}5$ м установлена целесообразность применять трубы диаметром 46/51 мм; при большей длине, из соображений о возможности засорения труб изгарью и их провисания, рекомендовалось переходить на диаметр 51/57.

Варьирование диаметров трубок элементов пароперегревателя Шмидта (при постоянном числе жаровых труб, а также при сохранении $H_{ё} = \text{const}$ и $\frac{H_{ё}}{H_{к}} = \text{const}$ и диаметрами жаровых труб — элемент Шмидта с размерами трубок 29/36 мм) показало, что наибольший к. п. д. паровоза, при прочих равных условиях, достигается при определенном отношении гидравлических радиусов жаровых и дымогарных труб $\left(\frac{r_{ж}}{r_{д}} = 1{,}0 \div 1{,}4.\right)$

Исследуя работу паровоза с элементами Шмидта, имеющими различные степени укорочения средней петли, автор установил, что с укорочением средней петли непрерывно возрастает средняя температура уходящих газов, повышается, а затем начинает падать температура перегретого пара, непрерывно возрастает коэффициент разделения газового потока, к. п. д. паровоза первоначально возрастает, а затем начинает падать. Наивыгоднейшим является вариант сокращения средней петли элемента на 1,6 м, что позволяет уменьшить затрату металла на 320 кг на каждый паровоз.

Анализ влияния температуры питательной воды на к. п. д. паровоза показал, что при подогреве питательной воды до 100° получается, с учетом снижения температуры перегретого пара, экономия топлива 7,1%. Исследовав влияние величины поверхности нагрева, С. П. Сыромятников заключал: «Уменьшение поверхности нагрева трубчатой части котла даже в очень больших размерах проходит почти безболезненно, в то время как уменьшение размеров топки заметно снижает мощность и экономичность паровоза».

Было произведено исследование работы паровоза с пароперегревателем Элеско типа Е при различных форсировках и диаметрах жаровых труб, а также с пароперегревателем Чусова при размере трубок 18/24 и 23/29 мм, при различных диаметрах жаровых труб и сделаны следующие выводы:

1) при замене пароперегревателя Шмидта пароперегревателем Элеско заметного снижения мощности и экономичности паровоза не наблюдается; с тепловой точки зрения работа этих двух систем почти одинакова.

Низкий перегрев пара на паровозах ФД и ИС объясняется повышенной влажностью пара (7,5—9,0%) и бóльшим диаметром дымогарных труб (51/57);

2) на паровозах ФД и ИС целесообразно увеличить диаметр жаровых труб до 94,5/102 мм;

3) система Чусова значительно эффективней систем Шмидта и Элеско; увеличение диаметра жаровых труб при элементах Чусова выгодно. В современном мощном паровозе, при диаметре дымогарных труб 51/57 мм и трубках элемента 23/29 мм, наивыгоднейшим из существующих стандартов жаровых труб являются трубы диаметром 143/152 мм.

При оценке выводов, сделанных С. П. Сыромятниковым об эффективности работы паровоза с различными системами пароперегревателей, читатель должен иметь в виду, что методика расчета того времени имела ряд недостатков и, в частности, не учитывала радиационный теплообмен между поверхностями нагрева жаровых труб и элементов пароперегревателя.

Многочисленные расчеты, произведенные в работе, позволили С. П. Сыромятникову уточнить формулу (90).

Исходной являлась зависимость вида:

$$\Delta\lambda = \xi\,(\lambda_к - \vartheta)\,(Z_m)^y \left(\frac{H_{\ddot{u}}}{H_к}\right)^x, \tag{93}$$

где ξ, y и x — некоторые неизвестные эмпирические коэффициенты.

Используя произведенные расчеты, автор определил, что $y = 0{,}3$ и $x = 0{,}6$.

Было установлено, что на величину коэффициента ξ влияют:

1) величина отношения гидравлических радиусов сечений жаровых и дымогарных труб $\frac{r_{ж''}}{r_д}$;

2) величина отношения $\frac{H_к}{R}$;

3) длина трубчатой части котла.

В работе приводились графики зависимостей ξ от перечисленных факторов. Считая, что формула (93) неудобна для расчетов при проектировании, С. П. Сыромятников преобразовал ее к виду:

$$\frac{H_{\ddot{u}}}{H_к} = \frac{\psi}{\sqrt{Z_m}} \left(\frac{\Delta\lambda}{\lambda_к - \vartheta}\right)^{5/3}, \tag{94}$$

где $\psi = \frac{1}{\xi^{5/3}}$.

Рекомендовалось определять коэффициент ψ в зависимости от $\frac{r_{ж''}}{r_д}$, $\frac{H_к}{R}$ и L по приведенным здесь же графикам.

С. П. Сыромятников возглавлял работу коллектива преподавателей МЭМИИТ по созданию нового учебника «Устройство и работа паровозов и техника их ремонта» (т. 1 и 2), вышедшего в 1937 г. В первом томе этого учебника С. П. Сыромятниковым написаны главы: «Тепловая работа котла», «Пароперегреватель», «Питание котла подогретой водой», «Тепловой процесс машины», «Тендер-конденсатор».

В 1938 г. вышло третье, исправленное и дополненное, издание курса «Тепловой процесс паровоза». Как в учебнике «Устройство и работа паровозов и техника их ремонта», так и в пособии «Тепловой процесс паровоза» схема тепловых расчетов котла и машины принципиальных изменений не имела, но учтены все уточнения, сделанные С. П. Сыромятниковым в работах, опубликованных с момента выхода в свет второго издания. Материал, относящийся к эксплуатации паровозов, переработан с учетом новых нормативов и достижений передовых машинистов. Заново была написана глава, посвященная устройству и тепловому расчету конденсаторов паровозов с конденсацией пара, которые к этому времени уже получили широкое распространение на сети железных дорог. Однако в этих учебниках появились отдельные новые расчетные формулы.

Для определения коэффициента разделения газового потока рекомендовалась формула

$$\beta = \frac{a - \sqrt{(1{,}33b + 0{,}96c)\,a}}{a - (1{,}33b + 0{,}96c)}, \tag{95}$$

где a, b и c имеют то же значение, что и в формуле (89).

Коэффициенты 1,33 и 0,96 соответствуют коэффициентам 1,38 и 1,04 в формуле (89).

Для ориентировочных расчетов приводилась упрощенная зависимость

$$\beta = \frac{a - \sqrt{a\,(b + c)}}{a - (b + c)}. \tag{96}$$

Для приближенного определения потерь тепла с отходящими газами применялись эмпирические зависимости

$$q_з = 0{,}035\,\alpha T_з \tag{97}$$

при угольном отоплении и

$$q_з = 0{,}036\,\alpha T_з \tag{98}$$

при нефтяном отоплении

В формулах (97) и (98) α — видимый коэффициент избытка воздуха.

Для определения коэффициента теплопередачи $K_и$ предлагалась формула:

$$K_и = \left[6 + 0{,}24\left(\frac{\beta\mu B_h K_р^н}{10000\,\Omega_{ж''}}\right)^{0,7}\right]\left(\frac{0{,}0115}{r_{ж''}}\right)^{0,214}, \tag{99}$$

в которой β — коэффициент разделения газового потока;

μ — коэффициент механической полноты сгорания топлива;

B_h — расход топлива, кг/час;

$K_р^н$ — теплотворная способность топлива по низшему пределу, ккал / кг;

$\Omega_{ж''}$ — живое сечение второго участка жаровой трубы, м².

Расход пара на 1 л. с. развиваемой касательной мощности рекомендовалось, при ориентировочных расчетах, определять либо по графику $\frac{B_m}{N_к} = f(\Delta t)$, либо по формуле

$$\frac{B_m}{N_к} = 14{,}45 - 0{,}06\,\Delta t' + 0{,}0001125\,(\Delta t')^2, \qquad (100)$$

где $\Delta t'$ — степень перегрева пара в золотниковой коробке, °С.

1937 и 1938 годы были переломными в творческой деятельности С. П. Сыромятникова. Развитие отечественного паровозостроения, перешедшего на выпуск мощных паровозов, резко отличающихся по своей конструкции от ранее выпускавшихся, развитие экспериментального исследования, связанного с пуском первого в мире опытного кольца для исследования локомотивов, внедрение новых методов эксплуатации паровозов, характеризующихся невиданной ранее интенсификацией их работы, дали обширный фактический материал, который не мог быть обобщен методами существовавшего в то время теплового расчета, ограниченного как узким пределом колебания конструктивных характеристик паровозов, так и узкими пределами изменения режимных факторов их работы.

С другой стороны, в 30-х годах появляется целый ряд научно-исследовательских работ в области паровозной теплотехники (работы проф. Н. И. Белоконь, проф. П. К. Конакова, доц. И. Ф. Суровцева и ряда других), которые характеризуются новыми, более современными методами решения основных задач паровозной теплотехники. Все эти работы оказывают сильное влияние на дальнейшую научную деятельность С. П. Сыромятникова. Начиная с 1938 г., он приступает к коренному пересмотру методики теплового расчета котла.

Почти одновременно с выходом в свет 3-го издания курса «Тепловой процесс паровоза» печатается работа «Новый метод исследования тепловой работы паровозного котла» (Труды МЭМИИТ, вып. 41, 1938).

В предисловии к книге автор писал: «Предложенные мною принципиальные изменения в методике исследования тепловой работы паровозного котла не только уточняют и делают более строгой научную трактовку вопроса, но одновременно и значительно упрощают технику подсчетов».

В первой части работы С. П. Сыромятников кратко излагал существовавший метод теплового расчета цилиндрической части паровозного котла, основы которого были разработаны в 1923 г., и указывал на два

принципиальных его недостатка. Уравнение (42) являлось наименее обоснованным, так как было получено при введении «весьма натянутого и условного представления о пароперегревателе, как о системе, заполненной паром постоянной температуры».

«Такое предположение, конечно, принципиально неправильно и может дать, да и то не всегда, лишь приближенное решение вопроса».

Анализ уравнения (42) привел автора к выводу, что «в результате пользование уравнением (42) для определения из него величины $K_{\ddot{u}}$ (да и то лишь грубо ориентировочно) возможно лишь в области высоких форсировок котла, при которых температура уходящих газов из жаровых труб обычно значительно превышает величину $\frac{t_к + t_{\ddot{u}}}{2}$».

Вторым существенным недостатком, по мнению С. П. Сыромятникова, являлось пользование зависимостями (99) и (20) (последней с учетом поправки на величину гидравлического радиуса трубы). Он писал, что «подобного рода зависимости являются не совсем правильными физически, так как игнорировать влияние на величину коэффициента теплопередачи фактора плотности газовой среды γ нельзя». Указывалось на громоздкость тепловых расчетов по существовавшей методике, когда речь идет об установлении прогноза показателей тепловой работы вновь проектируемого котла.

Во второй части работы излагалась новая методика теплового расчета цилиндрической части паровозного котла. Уравнение (42) заменялось другим на основании следующих соображений. Количество тепла, передаваемого от газового потока к котловой воде, на втором участке жаровой трубы выражалось:

$$Q_{ж''} = K_{ж''} H_{ж''} (T_{ж''} - t_к) \text{ ккал/час}, \tag{101}$$

откуда средняя температура продуктов сгорания на втором участке:

$$T_{ж''} = \frac{Q_{ж''}}{K_{ж''} H_{ж''}} + t_к \text{ °C}. \tag{102}$$

Количество тепла, идущее на осушку и перегрев пара:

$$Q_{\ddot{u}} = K_{\ddot{u}} H_{\ddot{u}} (T_{ж''} - t_п), \tag{103}$$

где $t_п$ — средняя температура пара в пределах пароперегревателя (°C), определяемая (в первом приближении), как

$$t_п = \frac{t_{\ddot{u}} + t_к}{2}. \tag{104}$$

Далее, подставляя (102) и (104) в (103) после преобразования,

$$K_{\text{и}}^{\cdot\cdot} H_{\text{и}}^{\cdot\cdot} = \frac{Q_{\text{и}}^{\cdot\cdot}}{\frac{Q_{\text{ж}''}}{K_{\text{ж}''} H_{\text{ж}''}} - \frac{t_{\text{и}}^{\cdot\cdot} - t_{\text{к}}}{2}}. \tag{105}$$

Уравнение (105) явилось заменяющим уравнение (42).

Подсчет весовой скорости газового потока велся по формуле

$$\gamma_{\text{ж}''} w_{\text{ж}''} = \frac{(\alpha L_0 + 1)\mu B_h}{3600\,\Omega_{\text{ж}''}}\,\beta \text{ кг/м}^2 \text{ сек}. \tag{106}$$

Обработка опытов над паровозами серий $\text{О}^{\text{О}}$, $\text{Н}^{\text{В}}$, Б, $\text{С}^{\text{У}}$, $\text{Э}^{\text{Р}}$ и $\text{ФД}^{\text{Ш}}$ по уравнению (105) позволила автору получить новую эмпирическую формулу для определения коэффициента теплопередачи от продуктов сгорания к перегреваемому пару

$$K_{\text{и}}^{\cdot\cdot} = 8{,}9\,(\gamma_{\text{ж}''} w_{\text{ж}''})^{0{,}75} \left(\frac{0{,}0115}{r_{\text{ж}''}}\right)^{0{,}214}. \tag{107}$$

Использование для обработки экспериментальных данных уравнения (8) и аналогичного уравнения для второго участка жаровой трубы и последующее представление полученных величин в функции весовой скорости газового потока позволили рекомендовать, в качестве расчетных, зависимости

$$K_{\text{д}} = 6{,}2\,(\gamma_{\text{д}} w_{\text{д}})^{0{,}75} \left(\frac{0{,}0115}{r_{\text{д}}}\right)^{0{,}214} \tag{108}$$

и

$$K_{\text{ж}''} = 6{,}2\,(\gamma_{\text{ж}''} w_{\text{ж}''})^{0{,}75} \left(\frac{0{,}0115}{r_{\text{ж}''}}\right)^{0{,}214}. \tag{109}$$

Порядок теплового расчета цилиндрической части котла по новой методике сводился к следующему.

Дымогарные трубы

1. Подсчет весовой скорости газового потока в дымогарных трубах:

$$\gamma_{\text{д}} w_{\text{д}} = \frac{(\alpha L_0 + 1)\,\mu B_h}{3600\,\Omega_{\text{д}}}\,(1 - \beta). \tag{110}$$

2. Определение $K_{\text{д}}$ по формуле (108).

3. Определение $T_3^{\text{д}}$ из уравнения (55) методом последовательных приближений.

4. Подсчет количества тепла, переданного от продуктов сгорания котловой воде через поверхность нагрева дымогарных труб

$$Q_{\text{д}} = (1 - \beta)\,[M\,(T_2 - T_3^{\text{д}}) + N\,(T_2^2 - T_3^{\text{д}^2})] \text{ ккал/час}. \tag{111}$$

Расчет первого участка жаровых труб аналогичен расчету дымогарных труб.

Второй участок жаровых труб

1. Определение весовой скорости газового потока по формуле (106).
2. Определение $K_{ж''}$ по (109).
3. Определение коэффициента разделения тепла β' из уравнения

$$\beta(1-\beta')\left[(M+2Nt_к)\ln\frac{T_A-t_к}{T_3^ж-t_к}+2N(T_A-T_3^ж)\right]=K_{ж''}H_{ж''} \qquad (112)$$

при произвольно принятом значении $T_3^ж$.

4. Подсчет величины Q_u'' по (56).
5. Определение машинного расхода пара B_m по методу, излагаемому в настоящем издании «Теплового процесса паровоза».
6. Определение приращения теплосодержания пара $\Delta\lambda$ в пределах пароперегревателя и полного теплосодержания перегретого пара по (61).
7. Определение температуры перегретого пара, при известном давлении пара в котле ($p_к$), по диаграмме I — S.
8. Подсчет K_u'' по уравнению (105).
9. Подсчет K_u'' по уравнению (107).

Расчет считался произведенным правильно, если величины по пунктам 8 и 9 совпадали (допускаемое расхождение $\pm 0{,}5$ ккал/м²час °С). В противном случае расчет следовало повторить, задавшись иным значением температуры отходящих газов $T_3^ж$.

В последней части излагался способ подсчета температур перегреваемого пара в местах поворота паровой струи (в заднем и переднем концах элемента) и производились подсчет и построение кривой возрастания температуры пара по длине для элементов Шмидта, Чусова и Элеско.

В 1939 г. опубликована статья «Метод определения внутренних потерь тепла в цилиндрах паровых машин» (научно-технический сборник «Транспортное машиностроение», № 2 (16), 1939).

Формулируя уравнение теплового баланса паровых машин, С. П. Сыромятников указывал, что потери тепла, вследствие наличия теплообмена пара со стенками цилиндра (Q_2), с отработавшим в машине паром (Q_3) и утечками (Q_5) являются трудноопределяемыми при испытаниях паровых машин.

Работа посвящена разработке методики определения суммарной тепловой потери Q_2+Q_5 по индикаторной диаграмме и величины расхода пара за один ход поршня (u). Предлагавшийся «метод подсчета потерь от теплообмена и утечек пара основан на том предположении, что при данной степени наполнения цилиндра (отсечке) ε, при одинаковых температурах впускаемого и выпускаемого пара и при отсутствии утечек пара и внутреннего теплообмена расход пара на один ход поршня будет изменяться прямо пропорционально изменению среднего индикаторного давления».

Для доказательства сформулированного предположения, при различных давлениях впуска, исследовалась теоретическая индикаторная диаграмма при адиабатическом расширении и сжатии, а также при отсутствии утечек пара и потерь тепла вследствие теплообмена со стенками цилиндра. Величина среднего индикаторного давления по теоретической диаграмме определялась по формуле

$$p_i^0 = \varepsilon p_1 + (m + \varepsilon)\, p_1 \ln \frac{m + 1 - \rho}{m + \varepsilon} + \\ + \frac{\rho}{2}\left(\frac{m + \varepsilon}{m + 1 - \rho}\, p_1 + p_2\right) - (1 - \sigma)\, p_2 - (m + \sigma)\, p_2 \ln \frac{m + \sigma}{m}, \quad (113)$$

где p_1 и p_2 — давления впуска и выпуска, кг/см²;

m — коэффициент вредного пространства, представляющий собой отношение объема вредного пространства к полезному объему цилиндра;

ρ — коэффициент предварения выпуска;

σ — коэффициент сжатия.

Расход пара на один ход поршня для этих же условий

$$U_0 = [(\varepsilon + m)\gamma_1 - (\sigma + m)\gamma_2]\frac{\pi d^2}{4} h, \quad (114)$$

где γ_1 и γ_2 — удельные веса пара в золотниковой коробке и выхлопной трубе, кг/м³,

d — диаметр цилиндра, м;

h — ход поршня, м.

Формула для определения расхода пара на 1 л. с. в час развиваемой индикаторной мощности, выведенная для теоретического цикла, имела вид:

$$\left(\frac{B_m}{N_i}\right)_0 = \frac{34{,}4}{d^2 h}\,\frac{u_0}{p_i^0} \text{ кг/л. с. ч.} \quad (115)$$

Определение величины $\left(\frac{B_m}{N_i}\right)_0$ для паровоза ФД, при давлениях впуска $p_1 = 13$, 16, 20 и 25 ата, показало, что давление впуска почти не оказывает влияния на величину $\left(\frac{B_m}{N_i}\right)_0$. Отсюда делается вывод, что и величина $\frac{u_0}{p_i^0}$ является постоянной, не зависящей от давления впуска.

Имея рабочую индикаторную диаграмму, снятую индикатором с действительной машины, автор строил теоретическую диаграмму, для той же отсечки ε и при тех же σ и ρ, между давлениями $p_{з.к.}$ (в золотниковой коробке) и $p_0 = 1$ ата в предположении отсутствия мятия пара и равенства его температуры как в золотниковой коробке, так и в выхлопной трубе. Для этих условий определялась величина $\frac{u_0}{p_i^0}$.

Считая, что рабочий цикл, изображенный действительной диаграммой, протекает без утечек и потерь от внутреннего теплообмена (т. е. без тех потерь, которые не обнаруживаются индикатором), а искажения на линиях впуска и выпуска получены из-за мятия пара, С. П. Сыромятников принимал

$$\frac{u_0}{p_i^0} = \frac{u'}{p_i}, \tag{116}$$

где u' — полезный расход пара в действительном цикле, кг/ход поршня;

p_i — среднее индикаторное давление реального цикла.

Разность между полным расходом пара на ход поршня u, определяющимся на основании испытаний, и полезным расходом u' характеризует величину потерь от наличия утечек и теплообмена:

$$q_2 + q_5 = \Delta u\,\% = \frac{u - u'}{u}\,100 = \frac{u - \alpha u_0}{u}\,100 = 100\left(1 - \alpha\frac{u_0}{u}\right)\%, \tag{117}$$

где

$$\alpha = \frac{p_i}{p_i^0}.$$

По изложенному способу были обработаны данные испытаний паровозов серий ФД, ИС, С и $С^{0}$ и построен ряд графических зависимостей Δu % от скорости движения паровоза и отсечки.

В 1938 и 1939 гг. Народный комиссариат путей сообщения и некоторые научно-исследовательские организации занимались изысканиями в области тепловой модернизации существующего парка паровозов. Модернизация проводилась главным образом по линии внедрения воздухо- и водоподогрева. В этот период С. П. Сыромятников разработал глубокий теоретический анализ эффективности тепловой модернизации паровозного котла, в результате чего сформулировал идею комплексной модернизации, заключавшуюся в положении, что введение водо- и воздухоподогрева будет давать максимальный тепловой эффект при одновременном проведении мероприятий, направленных на повышение температуры перегрева пара. Эта работа была доложена расширенному пленуму Научно-технического совета НКПС и получила его одобрение.

Коллектив кафедры «Паровозы» Московского электромеханического института инженеров железнодорожного транспорта под руководством С. П. Сыромятникова вел работу по практическому осуществлению этой идеи.

Ряд вопросов, связанных с осуществлением модернизации паровоза серии $Э^{м}$, разрешался в лаборатории моделирования тепловых процессов, которая была создана при кафедре «Паровозы» МЭМИИТ к 1939 г.; это была первая лаборатория моделирования на железнодорожном транспорте.

В течение 1939 и 1940 гг. разрабатывались эскизный и технический проекты модернизации паровоза серии $Э^{М}$, предусматривавшие введение водо- и воздухоподогрева при всемерном усилении существующего жаротрубного пароперегревателя.

В 1940 г. С. П. Сыромятников опубликовал в трудах МЭМИИТ несколько крупных работ и выпустил четвертое, значительно измененное, издание курса «Тепловой процесс паровоза».

В работе «Пароперегреватели Шмидта, Чусова и Элеско» (Труды МЭМИИТ, вып. 40) производилось сравнение тепловой работы жаротрубных перегревателей с различными системами элементов, при условии постоянства испарительной поверхности нагрева ($H_к$), поверхности нагрева пароперегревателя ($H_{\ddot{и}}$), длины цилиндрической части котла, гидравлических радиусов жаровых и дымогарных труб. Сравнение производилось на основе методики, опубликованной в 1938 г. Автор пришел к выводу, что «все системы жаротрубных пароперегревателей при одном и том же отношении $\frac{H_{\ddot{и}}}{H_к}$ дают одинаковый перегрев пара и одинаковую экономичность. При надлежащем подборе величины отношения $\frac{H_{\ddot{и}}}{H_к}$ все системы дают одинаковую наибольшую экономичность (т. е. минимальный расход угля на 1 л. с. ч.) при температуре перегрева (максимальной) не ниже 420°С. При современных форсировках ($Y = 600$ и выше) может быть свободно достигнут перегрев пара до 450С° при любом типе пароперегревателя. Отсюда следует, что окончательный выбор наиболее рентабельной системы жаротрубного пароперегревателя для паровозных котлов должен производиться на основании оценки эксплуатационных качеств отдельных систем и сравнения объема и стоимости их ремонта. Необходимая же степень перегрева пара, гарантирующая экономичность паровоза, может быть обеспечена путем подбора величины отношения $\frac{H_{\ddot{и}}}{H_к}$ при любой выбранной системе пароперегревателя».

Вывод о тепловой равноценности всех систем элементов пароперегревателей, очевидно, объясняется особенностями расчетной методики, применявшейся С. П. Сыромятниковым. При оценке этого вывода следует иметь в виду, что методика расчета того времени не учитывала влияния лучистого теплообмена между поверхностями жаровой трубы и элемента пароперегревателя.

В последнем (пятом) издании курса «Тепловой процесс паровоза» автор уже не помещал этого вывода, а наоборот, подчеркивал имеющиеся различия в тепловой работе паровозов с различными системами жаротрубных пароперегревателей. В том же сборнике помещена работа «Определение наивыгоднейшей температуры перегрева пара в паровозах».

Отмечая непрерывный рост температуры перегрева пара на паровозах и связанный с этим рост экономии в расходе топлива и воды (при тем-

пературе перегретого пара 400°С экономия в расходе топлива доходит до 35%, а воды — до 45—50%, по сравнению с паровозами без перегрева пара), С. П. Сыромятников указывал, что экономия топлива не может непрерывно возрастать с увеличением перегрева пара. Хотя дальнейшее повышение перегрева пара и ведет к некоторому снижению потерь от теплообмена со стенками, но одновременно увеличиваются потери тепла с мятым паром.

Повышение перегрева пара целесообразно до тех пор, пока выигрыш от уменьшения потерь от теплообмена будет превалировать над увеличением потерь тепла с мятым паром. Высказывалось предположение о существовании некоторого наивыгоднейшего значения температуры перегрева пара, которому соответствует минимальный расход топлива на 1 л. с. ч. С. П. Сыромятников писал, что «сложность тех физических явлений, от которых зависит величина этого минимума, а также и величина той степени перегрева пара, при которой имеет место минимум расхода топлива, исключают рентабельность исследования этого вопроса путем теоретического анализа и заставляет нас обратиться к помощи экспериментальных данных».

Материалом для обобщений и выводов послужили результаты испытаний паровозов с простой машиной серий $О^{О}$, $О^{П}$, $Щ^{П}$, Э, $Е^{Ф}$, $Т^{а}$, $Т^{б}$, СО, Б, $К^{У}$, Л, ФД, ИС, М, $С^{У}$, $Э^{У}$, $Э^{М}$, $Е^{Ф}_{П}$.

Автор получил ряд графических зависимостей $\frac{B_m}{N_к} = f(V)$ и $\Delta t' = f'(V)$. Для зависимости $\frac{B_m}{N_к} = f''(\Delta t')$ была подобрана эмпирическая формула:

$$\frac{B_m}{N_к} = \xi\,(12{,}7 - 0{,}041\,\Delta t' + 0{,}000065\,\Delta t'^2), \tag{118}$$

где

$$\xi = 1{,}29 - 17{,}5\,\varepsilon + 2{,}56\,\varepsilon^2. \tag{119}$$

Уравнение (118) получено на основании опытов, в которых максимальная температура пара была 405°С, а уравнение (119) справедливо в пределах $\varepsilon = 0{,}2$—$0{,}6$. Далее, С. П. Сыромятников исследовал функцию (118) на минимум и получил, что $\left(\frac{B_m}{N_к}\right)_{min} = 6{,}19$ кг/л. с. ч. при $\Delta t' = 315$°С, т. е. при температуре перегретого пара в золотниковой коробке 505—520°. Отмечая, что полученное значение температуры перегрева пара является оптимальным с точки зрения весового расхода пара на 1 л. с. ч., автор устанавливал, что оптимум по расходу топлива будет ниже, «так как с увеличением температуры перегрева пара растет и его теплосодержание, т. е. затрата тепла на приготовление 1 кг пара».

Анализ величины $\frac{B_h}{N_к}$ позволил установить, что оптимальная степень перегрева $\Delta t' = 285$°С.

В заключение автор писал:

«Итак, на основании просуммированного 40-летнего опыта по исследованию паровозов можно считать установленным, что наивыгоднейшая степень перегрева пара по расходу его на 1 л. с. ч. составляет 315°С, с точки же зрения минимального расхода топлива, что и является в конечном счете решающим, она составляет 285°С. Практически достаточно иметь на паровозах $\Delta t' = 250$°С, что соответствует перегреву пара в золотниковой коробке около 450°С и в коллекторе — 460°С. Лучшие же из современных паровозов работают с температурой в коллекторе 400°С, и экономичность их снижена, таким образом, против наиболее достижимой на 6—7 %». Отметим, что в расчетах С. П. Сыромятникова имеются некоторые условности, несомненно сказавшиеся на точности окончательных выводов. К ним относятся:

1) экстраполяция эмпирического уравнения (118) на значения температур пара, выходящие за пределы, при которых оно получено, и

2) принятие неизменным к. п. д. котла при определении минимального расхода топлива на 1 л. с. ч.; известно, что при жаротрубных пароперегревателях повышение температуры перегрева пара сопряжено с уменьшением к. п. д. котла.

Выявленные оптимальные значения $\Delta t'$ являются ориентировочными. Вопрос, поднятый автором в этой работе, до сих пор полного и обоснованного разрешения не получил.

В работе «Исследование температурного режима и процесса теплопередачи в паровозной топке» (Труды МЭМИИТ, юбилейный выпуск, X, 1940) в значительной степени переработаны методика теплового расчета и расчетные формулы, относящиеся к топочному процессу. С. П. Сыромятников пришел к выводу, что распространение уравнения теплопередачи, выведенного для дымогарных труб на область топки, не соответствует физической природе процесса тепловой работы газового потока в топке, а величины $k_т$, подсчитанные по формуле (7), «надо считать неправильными, точно так же, как и эмпирическую формулу для определения $K_т$».

Второй недостаток существовавшей методики С. П. Сыромятников видел в том, что в уравнении (77), а также в уравнении теплопередачи конвекцией в пределах топки

$$Q_т^c = K_т^c H_т (T_т - t_к), \tag{120}$$

где $K_т^c$ — коэффициент теплопередачи конвекцией, величины $K_т^c$ и $T_т$ до сих пор не были выяснены.

Третий весьма существенный недочет прежней методики — оперирование «не с действительными, а с заведомо искаженными, условными значениями T_2, так как поправка на радиационный теплообмен к показаниям пирометров во внимание не принималась. Только в самое последнее время использование новейших опытных материалов по испытанию новых мощных советских паровозов позволило развить и уточнить метод исследования тепловой работы паровозной топки».

Составляя элементарный баланс тепла пирометра, автор нашел зависимость для определения поправки к показаниям пирометра

$$\Delta T = T_{\text{газ}} - T_{\text{пир}} = 0{,}129\, T_{\text{пир}} + 35^{\circ}\text{C}. \tag{121}$$

Переработка опытных данных, с учетом поправки на радиацию пирометров, позволила получить новые эмпирические зависимости для определения T_2. Для паровозов угольного отопления (на основании опытных данных по паровозам $Э^{Р}$, ФД, ИС) рекомендовалось уравнение

$$T_2 = 1600\,\frac{\dfrac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{т}}} + 25\,400}{\dfrac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{т}}} + 212\,000}\ ^{\circ}\text{C}, \tag{122}$$

а для паровозов нефтяного отопления ($О^{О}$, С, $С^{У}$)

$$T_2 = 1600\,\frac{\dfrac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{т}}} + 11\,500}{\dfrac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{т}}} + 153\,000}\ ^{\circ}\text{C}. \tag{123}$$

На основании замеров температур в начале (T_4) и конце (T_2) камеры догорания, произведенных П. А. Гурским при испытании паровоза серии ФД в 1937 г., определялся коэффициент теплопередачи от газов к котловой воде в пределах камеры догорания по формуле:

$$K_{\text{к.д}} = \frac{M\,(T_4 - T_2) + N\,(T_4^2 - T_2^2)}{H_{\text{к.д}}\left(\dfrac{T_2 + T_4}{2} - t_{\text{к}}\right)} \tag{124}$$

и получена эмпирическая формула

$$K_{\text{к.д}} = 0{,}0043\left(\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{т}}}\right)^{0{,}75}. \tag{125}$$

Считая, что в дымогарных трубах имеет место только конвективный теплообмен и формулу (108) можно, в части определения конвективной составляющей величины $K_{\text{к.д}}$, распространить на камеру догорания, С. П. Сыромятников получил эмпирическую формулу для подсчета коэффициента теплопередачи соприкосновением в пределах камеры догорания

$$K_{\text{к.д}}^{\text{с}} = 2{,}98\,(\gamma_{\text{к.д}} w_{\text{к.д}})^{0{,}75}, \tag{126}$$

где $\gamma_{\text{к.д}} w_{\text{к.д}}$ — весовая скорость газового потока в пределах камеры догорания, кг/м²сек. Допущение о возможности распространения зависимости (126) на всю топку привело к ориентировочной формуле

$$K_{\text{к.д}}^{\text{с}} = K_{\text{т}}^{\text{с}} = 0{,}0035\left(\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{т}}}\right)^{0{,}6}, \tag{127}$$

которая рекомендовалась для паровозных топок любой конфигурации как с камерой догорания, так и без нее.

Затем составлялось упрощенное уравнение теплового баланса топки в виде

$$Q_0 - Q_2' - Q_2'' - (MT_2 + NT_2^2) = K_т^c H_т (T_т - t_к) + \sigma_0 H_л \left[\left(\frac{T_т + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_к + 273}{100} \right)^4 \right], \quad (128)$$

где Q_0 — располагаемое тепло, ккал/час

Q_1' и Q_2'' — потери тепла от химического и механического недожога топлива, ккал/час;

$T_т$ — средняя температура топочного объема, °С;

σ_0 — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела, ккал/м²час (К°);

$H_л$ — приведенная лучеиспускающая поверхность, м².

Для определения $H_л$ применялась формула

$$H_л = \varepsilon H_т + (1 - \varepsilon)\, \varepsilon' \varphi R, \quad (129)$$

в которой ε и ε' — степени черноты факела и слоя топлива; для угольного отопления $\varepsilon = 0{,}42$; для нефтяного отопления $\varepsilon = 0{,}55$—$0{,}7$; $\varepsilon' = 1$. φ — угловой коэффициент, принимаемый в зависимости от размеров и расположения топочного свода в пределах 0,7—0,85 ($\varphi_{ср} = 0{,}75$).

Определяя $K_т^c$ по формуле (127) и $H_л$ — по формуле (129), автор получал возможность определения величины $T_т$ из уравнения (128) и затем составления эмпирических зависимостей:

а) для паровозов угольного отопления

$$T_т = 1450 \frac{\frac{\mu B_h K_р^н}{H_т} + 11\,820}{\frac{\mu B_h K_р^н}{H_т} + 90\,800} \text{ °С}; \quad (130)$$

б) для паровозов нефтяного отопления

$$T_т = 1536 \frac{\frac{\mu B_h K_р^н}{H_т} + 11\,170}{\frac{\mu B_h K_р^н}{H_т} + 80\,900} \text{ °С}. \quad (131)$$

Уравнение теплового баланса топки в виде

$$Q_0 - Q_2' - Q_2'' - (MT_2 + NT_2^2) = K_т H_т (T_т - t_к) \quad (132)$$

использовалось для получения эмпирической формулы

$$K_т = 0{,}4 \left(\frac{\mu B_h K_р^н}{H_т} \right)^{0{,}45}, \quad (133)$$

где $K_т$ — общий коэффициент теплопередачи от газов к котловой воде через поверхность нагрева топки, ккал/м² час °С.

Автор пришел к выводу: «В среднем можно считать, что в пределах всей топки около 94% тепла передается лучеиспусканием, а для камеры догорания этот процент понижается до 88—89%».

Дальнейшее развитие изложенных вопросов читатель найдет в XIII главе (первой части) труда академика С. П. Сыромятникова «Тепловой процесс паровоза».

Последняя часть работы «Исследование температурного режима и процесса теплопередачи в паровозной топке» посвящалась разработке метода построения температурных диаграмм топки, на котором мы останавливаться не будем, так как он с небольшими изменениями изложен в главе XIV издаваемой работы.

В четвертое издание курса «Тепловой процесс паровоза» (1940 г.) вошли результаты всех работ С. П. Сыромятникова, выполненных им после выхода в свет третьего издания. Это привело к переработке значительной части книги.

Помимо новых положений, уже освещенных при обзоре отдельных работ, в курсе имеются отдельные новые моменты, не нашедшие отражения в ранее опубликованных статьях.

Впервые появилась обобщенная эмпирическая зависимость для определения потерь от химического недожога [см. формулу (69) на стр. 152].

Приведена зависимость для определения механических потерь топлива со шлаком, провалом и в результате уноса. Ранее формула для определения потерь от уноса топлива рекомендовалась в виде:

$$q_у = Б\left(\frac{Y\alpha L_0}{1000}\right)^{1,2}, \tag{134}$$

где Б — эмпирический коэффициент, зависящий от сорта топлива и топливоподачи (механической или ручной).

Величина $\left(\frac{Y\alpha L_0}{1000}\right)$ в формуле (134) не имела четкого физического смысла, и потому в последнем издании была заменена комплексом $\left(\frac{L_0\alpha Y_ц}{3600}\right)$, выражающим весовую скорость воздуха, отнесенную к площади колосниковой решетки, и имеющим размерность, выраженную в кг/м²сек [см. формулу (76) на стр. 164].

Для ориентировочного определения теплопотерь от механического недожога, когда неизвестны величины L_0 и α, предлагались эмпирические зависимости:

а) для углей марок ПС и ПЖ с антрацитами при стокерном отоплении

$$q_2'' = 16{,}5 - 0{,}0056\,Y + 0{,}000076\,Y^2; \tag{135}$$

б) для газовых и длиннопламенных углей при стокерном отоплении

$$q_2'' = 12{,}3 - 0{,}0044Y + 0{,}000046Y^2; \tag{136}$$

в) для спекающихся углей при ручном отоплении

$$q_2'' = 8{,}8 - 0{,}0044Y + 0{,}000068Y^2. \tag{137}$$

Уравнение (88) для ориентировочного определения температуры T_3 было заменено новыми:

а) для нефтяного отопления

$$T_3 = \left[200 + \frac{983\,000}{\frac{L}{r} + 190}\right]\left[\frac{r}{0{,}0115}\right]^{0{,}177} \frac{\frac{B_h K_p^н}{H} + 11\,500}{\frac{B_h K_p^н}{H} + 153\,000}\ °C; \tag{138}$$

б) для угольного отопления

$$T_3 = \left[150 + \frac{218\,000}{\frac{L}{r} + 73}\right]\left[\frac{r}{0{,}0115}\right]^{0{,}177} \frac{\frac{\mu B_h K_p^н}{H} + 10\,800}{\frac{\mu B_h K_p^н}{H} + 30\,000}\ °C, \tag{139}$$

в которых r — средний гидравлический радиус трубчатой части котла, м; $H = H_к + H_{ш}$ — полная поверхность нагрева котла, м².

Обращаем внимание читателя на то, что в публикуемом издании «Теплового процесса паровоза» определение температуры T_3 по эмпирическим формулам связывается с температурой T_2; «что касается температуры уходящих из котла газов T_3, то было бы тщетно пытаться установить для нее ту или иную эмпирическую зависимость вне связи ее с температурой T_2, от которой она неотделима, как от своего начального уровня».

Формулы (107) и (109) заменены новыми:

$$K_{ш} = 7{,}00\,(\gamma_{ж''} w_{ж''})^{0{,}75}\left(\frac{0{,}0115}{r_{ж''}}\right)^{0{,}214}. \tag{140}$$

и

$$K_{ж''} = 7{,}44\,(\gamma_{ж''} w_{ж''})^{0{,}75}\left(\frac{0{,}0115}{r_{ж''}}\right)^{0{,}214}. \tag{141}$$

Для определения коэффициента ξ в формуле (90) приводилась зависимость

$$\xi = 0{,}0165\, r_{ж''} - 0{,}000134\, r_{ж''}^{2{,}4}. \tag{142}$$

В курсе были введены две новые главы: «Подогрев воздуха и даваемое им повышение экономичности паровоза» и «Типы воздухо-

подогревателей, их теория и расчет», являвшиеся обобщением опыта отечественного паровозостроения по применению паровых и газовых воздухоподогревателей. На основании теоретических расчетов С. П. Сыромятников установил, что применение воздухоподогрева на паровозах ведет к некоторому снижению температуры перегретого пара.

На приведенный в книге подсчет экономичности от применения воздухоподогрева следует смотреть как на приближенный. В расчете не учитываются изменения в топочном процессе при подаче подогретого воздуха, а также увеличение газового сопротивления котла в результате подключения воздухоподогревателя.

Великая Отечественная война 1941—1945 гг. не прервала научных работ С. П. Сыромятникова. В трудных условиях военного времени С. П. Сыромятников в 1942 г. на Томской ж. д. руководил испытанием паровоза $Э^{КМ}$ 707-32, модернизированного в 1941 г. на Ростовском н/Д паровозоремонтном заводе по проекту, разработанному силами кафедры «Паровозы» МЭМИИТ. Результаты этих испытаний изложены в статье «Комплексная модернизация паровозов» (журнал «Железнодорожный транспорт», № 5—6, 1944) и наиболее полно — в работе «Результаты комплексной модернизации паровозов серии $Э^{М}$» (Труды МЭМИИТ, вып. 51, 1945). В этой последней работе подробно описывались: конструктивные особенности паровозов $Э^{КМ}$ 707-40 и 707-32, подвергшихся модернизации (оборудование водо- и воздухоподогревателями и усиленным жаротрубным пароперегревателем); разработанная автором подробная методика проведения теплотехнических испытаний паровоза в эксплуатационных условиях и обработки непосредственных данных опыта; результаты испытаний; сравнение их с серийным немодернизированным паровозом.

По данным этой работы, суммарная экономия угля паровозом $Э^{КМ}$ 707-32, полученная благодаря модернизации, колебалась в пределах 12—30%. В результате анализа опытных данных констатировалось значительное снижение топочных потерь $q_{у}$ и $q_{хим}$, как результат питания топки подогретым воздухом. Полученное снижение величины $q_{у}$ благодаря подогреву воздуха следует рассматривать как частный случай; более поздние экспериментальные исследования показывают, что при некоторых сортах топлива (не термостойких) подогрев воздуха может оказать и обратное влияние.

Модернизация, примененная на паровозах $Э^{М}$, не получила распространения, так как требовала большого объема работ (переделка рамы паровоза, сдвижка котла, изготовление новых элементов и коллектора, изготовление батарей воздухоподогревателя и т. д.). Кроме того, примененный при модернизации водоподогреватель системы ЦТ НКПС обладал принципиальными недостатками, которые снижали его эффективность и вели к неустойчивой работе. Воздухоподогреватель же обладал большим газовым сопротивлением, а его конструкция была трудоемкой (большое количество сварочных работ). Отметим, что в работе впервые

появилась эмпирическая формула для определения температуры T_2, в которой учитывалсь влияние коэффициента избытка воздуха:

$$T_2 = (1835—261\alpha)\,\frac{\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{т}}} + 7400}{\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{т}}} + 140\,700}\ ^{\circ}\text{C}. \tag{143}$$

Испытания паровоза $Э^{\text{км}}$ 707-32 показали, что температура перегрева пара фактически получается ниже, чем можно было ожидать на основании теоретических расчетов, базирующихся на методике, предложенной С. П. Сыромятниковым в 1938 г. Это расхождение автор расценил как несовершенство расчетной методики и приступил к вторичному ее коренному пересмотру, посвятив этому около двух лет кропотливой и весьма трудоемкой работы, завершившейся в конце 1944 г. разработкой более совершенного способа расчета жаротрубного пароперегревателя, опубликованного в статье «Исследование теплопередачи в трубчатой части паровозного котла» (Труды МЭМИИТ, юбилейный выпуск, 52, 1945).

Новый метод расчета отличался от существовавшего ранее по следующим моментам:

1) в явном виде учитывалось наличие лучистого теплообмена между поверхностями нагрева пароперегревателя и жаровых труб;

2) было установлено различие в величине коэффициентов теплопередачи для жаровых труб с двумя-, четырьмя- и шеститрубными элементами;

3) уточнены частные условия теплоперехода от стенки жаровой трубы к котловой воде и от стенки элемента пароперегревателя к перегреваемому пару;

4) выявлено и учтено различие в величинах и законе изменения коэффициентов теплопередачи при отоплении углем и нефтью;

5) уточнено значение степени сухости пара при обработке экспериментальных данных, служащих основой для получения эмпирических зависимостей коэффициентов теплопередачи от весовой скорости газового потока.

Было выявлено, что значения коэффициентов теплопередачи $K_{\text{ж}''}$ и $K_{\text{ü}}$, определяемые по данным испытаний паровозов, сильно зависят от принятого значения степени сухости пара. Так как экспериментальное определение влажности пара при испытаниях паровозов не надежно, то С. П. Сыромятников предложил производить расчеты по величине $K_{\text{ср}} = \frac{K_{\text{ж}''} + K_{\text{ü}}}{2}$, которая является достаточно стабильной.

С учетом этого положения рекомендовались следующие расчетные формулы для определения коэффициентов теплопередачи.

а) Дымогарные трубы:

угольное отопление

$$K_{\text{д}} = 6{,}20\, U_{\text{д}}^{0{,}85}, \tag{144}$$

нефтяное отопление

$$K_{д} = 6{,}40\, U_{д}^{\,0{,}75}. \tag{145}$$

б) Жаровые трубы паровозов угольного отопления:
элемент Чусова

$$K_{ср} = 7{,}0\, U_{ж''}^{0{,}85}, \tag{146}$$

элемент Шмидта

$$K_{ср} = 6{,}00\, U_{ж''}^{0{,}85}, \tag{147}$$

элемент Элеско

$$K_{ср} = 5{,}40\, U_{ж''}^{0{,}85}. \tag{148}$$

в) Жаровые трубы паровозов нефтяного отопления:
элемент Чусова

$$K_{ср} = 7{,}63\, U_{ж''}^{0{,}75}, \tag{149}$$

элемент Шмидта

$$K_{ср} = 6{,}20\, U_{ж''}^{0{,}75}. \tag{150}$$

Мы не останавливаемся здесь на расчетной методике, так как полное ее изложение, а также уточненные зависимости для определения коэффициентов теплопередачи читатель найдет в выпускаемом издании «Теплового процесса паровоза».

Во всех работах, учебниках и учебных пособиях, выпущенных С.П. Сыромятниковым, вплоть до 1945 г. не освещались вопросы, связанные с работой конусно-вытяжной системы, так как он считал, что «до настоящего времени ни в литературе, ни в паровозостроительной практике нет сколько-нибудь обоснованного метода расчета конусно-вытяжной системы паровоза. Существующие методы являются или псевдотеоретическими, основанными на неверных теоретических предпосылках, и произвольных, чисто условных и искусственных допущениях (Цейнер, Грове, Троске, Штраль), или грубо эмпиричными и кустарными (фон-Боррис, Обергетман, Эбелинг и др.). Между тем в течение многих десятилетий в СССР накоплен колоссальной ценности опытный материал по испытанию паровозов, никем до сих пор не использованный в части исследования законов конусной тяги» (С. П. Сыромятников, Расчет конусно-вытяжной системы паровоза. Труды МЭМИИТ, вып. 51, 1945).

Проблемой работы конусно-вытяжной системы паровозов С. П. Сыромятников начал заниматься еще в 1940 г. С 1943 г. до последних своих дней С. П. Сыромятников руководил экспериментальными работами по изучению конусно-вытяжной системы паровозов, проводившихся в паровозной лаборатории МЭМИИТ.

В 1945 г. была опубликована работа С. П. Сыромятникова «Расчет конусно-вытяжной системы паровоза» (Труды МЭМИИТ, вып. 51, 1945), положенная в основу III части «Тяга газов в паровозном котле» издаваемого «Теплового процесса паровоза».

Не менее важной является выполненная в годы войны и опубликованная в 1945 г. работа «Новый метод определения основных размеров проектируемых паровозов и построения для них ожидаемых рабочих характеристик» (Труды МЭМИИТ, вып. 52, 1945).

Характеризуя существующий метод определения основных размеров и рабочих характеристик вновь проектируемых паровозов, автор писал:

«Разработанная мною еще в конце двадцатых годов методика определения основных размеров проектируемого паровоза, широко привившаяся ныне во всех втузах и проектных организациях, была, как известно, основана на принципе подобия работы проектного паровоза и одного из построенных и «паспортизированных» паровозов той или иной серии.

Паровоз «образец» выбирался с первых же шагов проектных расчетов, и к этому случайно выбранному паровозу прикреплялся, как к поводырю, проектируемый новый паровоз. Правда, проектант вводил в расчеты ряд поправок, отражающих индивидуальные условия задания, но в основном главные размеры проектируемого паровоза и его «ожидаемые» тяговые и экономические характеристики получались под несомненным давлением выбранного «образца» и носили его отпечаток.

Такая методика являлась узкой и кустарной и могла быть терпима лишь как временная мера до создания более общих и научно обоснованных приемов проектирования».

Эта работа являлась развитием ранее опубликованной статьи «Метод определения внутренних потерь тепла в цилиндрах паровых машин» («Транспортное машиностроение», 1939, № 2). «Новая методика, базирующаяся не на отдельный, случайно выбранный (причем иногда неудачно) паровоз, а на всю обобщенную совокупность теоретического и опытного изучения паровозов на протяжении десятков лет, — мной в настоящее время разработана и предлагается вниманию преподавателей и студентов втузов паровозной специальности и работников проектных организаций.

В основу новой методики положены:

1. Теоретические формулы для выражения видимого («геометрического») расхода пара на один ход поршня (u_0) и величины среднего индикаторного давления пара по идеальной индикаторной диаграмме $(p_i)_0$.

2. Эмпирическая формула для выражения внутренних потерь в паровом цилиндре $\Delta u\,\%$ (утечки пара через неплотности золотниковых и поршневых колец и теплообмен между паром и стенками, вызывающий частичную конденсацию или контракцию пара) в функции от числа оборотов машины в секунду (n), степени наполнения цилиндров (ε) и степени перегрева пара в золотниковой коробке ($\Delta t = t_{зк} - t_к$).

3. Гипотеза о постоянстве величин отношения $\frac{u}{p_i}$ в определенных пределах изменения давления пара в паровом цилиндре.

4. Обобщенные данные (графики) о средних величинах коэффициента индикаторного давления пара ξ и механического к. п. д. машины $\eta_м$ по опытам с двадцатью типами современных паровозов».

Вывод формул для определения расхода пара на одну индикаторную л. с. ч. $\left(\frac{B_m}{N_i}\right)$, необходимых для расчетов, читатель найдет в XII главе V части настоящего издания. Здесь мы кратко опишем схему рекомендованных проектных расчетов по определению основных размеров паровоза и построению ожидаемых характеристик.

С. П. Сыромятников рекомендовал такую последовательность расчета, при заданных весе поезда ($Q_т$), допускаемой нагрузке на ось ($q_т$), расчетном виртуальном подъеме (i, $^0/_{00}$), скорости на расчетном подъеме ($V_{\min}$, км/ч), роде топлива и температуре перегретого пара в коллекторе при расчетной форсировке котла (t°, °С):

1. Подсчет $F_к$ на расчетном подъеме.

2. Определение $\max F_i$ для расчетной отсечки и $V_{\min}$ при к. п. д. машины $\eta_м$, принимаемым по обобщенному графику.

3. Определение индикаторной мощности N_i на расчетном подъеме по $\max F_i$ и $V_{\min}$.

4. Оценка величины внутренних потерь в паровых цилиндрах по формуле

$$\Delta u = \frac{19{,}8 - 0{,}05\,\Delta t}{\sqrt{\varepsilon n}}\ \%\,. \tag{151}$$

Предварительно выбирается диаметр колеса D, необходимый для определения n.

5. Ориентировочный выбор давления пара в золотниковой коробке ($p_{з.к}$) и подсчет $\frac{B_m}{N_i}$ по формулам (582) — (587) настоящего издания; в дальнейшем, при уточнении размеров паровых цилиндров величина $p_{з.к}$ может быть уточнена, что не окажет заметного влияния на $\frac{B_m}{N_i}$.

6. Нахождение расчетной паропроизводительности котла

$$\max B_m = \left(\frac{B_m}{N_i}\right) N_i \text{ кг / час}. \tag{152}$$

7. Нахождение расхода пара (u) на один ход поршня.

8. Определение $d^2h\xi$ из уравнения

$$\pi D F_i = 0{,}97\,\pi d^2 h \xi\,(p_к - 1)\,10\,000, \tag{153}$$

где d — диаметр цилиндра, м;

h — ход поршня, м;

ξ — индикаторный коэффициент;

$p_к$ — давление пара в котле, ата.

9. Нахождение, по обобщенному графику, ξ для заданных n и ε и определение d^2h; выбор величины h дает возможность подсчета d.

10. На основании обобщенных графиков $\xi = f(\varepsilon, n)$ построение для проектного паровоза диаграммы $F_i = f(V, \varepsilon)$.

11. Нахождение, обычными методами, размеров котла и пароперегревателя; производство анализа тепловой работы котла на 3—4 форсировки, включая и расчетную, обеспечивающую паропроизводительность max B_m, для установления графических зависимостей $B_m = f(B_h)$ и $t''_u = f(B_m)$.

12. Построение диаграммы ожидаемых расходов пара $u = f(\varepsilon, V)$. Задаваясь любой комбинацией ε и V, находят по диаграмме $F_i = f(\varepsilon, V)$ силу тяги F_i, подсчитывают N_i; задаваясь t''_u, подсчитывают $\Delta u\,\%$ по формуле (151) и $\frac{B_m}{N_i}$ по формулам (582) — (587); находят $B_m = \left(\frac{B_m}{N_i}\right) N_i$ и по графику $t''_u = f(B_m)$ определяют t''_u; в случае несовпадения этой температуры с ранее выбранной, делают пересчет до совпадения величин t''_u с точностью до $\pm 1°$. По уточненному B_m и V находят u. Такими подсчетами определяются величины u для любых значений ε и V.

13. Построение кривых $F_i = f(V, Z_m)$. Предварительно строят кривые $Z_m = f(\varepsilon, V)$ и, засекая полученное семейство кривых горизонталями $Z_m = \text{const}$, переносят абсциссы точек пересечения на кривые соответствующих отсечек ранее построенного графика $F_i = f(\varepsilon, V)$. Соединяя точки пересечения, относящиеся к определенному Z_m, получают серию искомых кривых $F_i = f(V, Z_m)$, связывающих между собой параметры работы паровой машины и котла.

С 1945 г. С. П. Сыромятников занимался углубленным изучением тепловой работы паровозных топок, развивая и совершенствуя метод построения температурных графиков, сформулированный в 1940 г.

В 1947 г. публикуется пятое (последнее прижизненное) издание курса «Тепловой процесс паровоза», в котором нашли отражение как исследования предыдущих лет, так, частично, и новые результаты исследования тепловой работы паровозных топок, выразившиеся в получении новой, уточненной, формулы для определения температуры газов на выходе из топки [см. формулу (139) настоящего издания].

Последнее повлекло изменение зависимостей для определения коэффициентов теплопередачи $K_д$ и $K_{ср}$.

В книге нашли отражение, помимо уже освещенных работ, также материалы испытания новых типов паровозных топок для сжигания сырых дров с влажностью до 50% и более, проведенные под руководством С. П. Сыромятникова в 1943 г. на Казанской железной дороге.

В том же году С. П. Сыромятников выступил в печати со статьей («Создадим высокоэкономичный советский паровоз» в журнале «Железнодорожный транспорт», 1947, № 2), где ставил вопрос о создании высокоэкономичного паровоза с общим к.п.д., доходящим до 10—11%, что должно обеспечить экономию топлива порядка 30—40% по сравнению с серийным

паровозом Л. Возможность значительного повышения к. п. д. паровоза С. П. Сыромятников видел в применении водоподогрева (до 90—100°), воздухоподогрева (не ниже 150°), повышении температуры перегрева пара (до450°) и уменьшении объема вредного пространства цилиндров (до 6—7%).

Однако вопрос усложнялся тем, что для использования тепла отходящих газов и отработавшего пара требовалась установка дополнительных агрегатов. Между тем установившаяся в течение столетия конструкция паровозного котла ни по габаритным, ни по весовым нормативам не допускает размещения всех необходимых дополнительных агрегатов. Стремление выполнить призыв партии «не только догнать, но и превзойти в ближайшее время достижения науки за рубежом» побудило академика Сыромятникова изыскивать новые, оригинальные пути решения проблемы создания паровоза повышенной экономичности. Отказавшись от привычных путей проектирования паровозов со старыми, в течение многих лет установившимися формами и пропорциями паровозных котлов, С. П. Сыромятников выдвигает смелую и оригинальную идею облегчения веса котла за счет резкого отступления от установившихся норм.

Еще в своих ранних работах С. П. Сыромятников установил, что передняя часть паровозного котла работает неинтенсивно и дает относительно небольшое количество пара. Даже при значительном сокращении длины цилиндрической части котла паропроизводительность последнего уменьшается сравнительно незначительно, но получается ощутимая экономия в весе, позволяющая разместить агрегаты, увеличивающие тепловую эффективность работы паровоза. Этим же разрешалась и задача создания нового типа пароперегревателя, свободного от недостатков, органически присущих существующему жаротрубному пароперегревателю. Идея академика С. П. Сыромятникова вызвала острую полемику среди некоторых конструкторов-паровозников ввиду резкого изменения конструктивных форм и пропорций котла в сравнении с существующими.

Коллектив кафедры «Паровозы» МЭМИИТ под руководством С. П. Сыромятникова в течение двух лет вел разработку эскизного и технического проектов паровоза по его идее. Ворошиловградским паровозостроительным заводом был разработан рабочий проект и в 1953 г. окончена постройка опытного паровоза с новым котлом по предложению академика С. П. Сыромятникова. Этот паровоз оборудован поперечно-обтекаемым пароперегревателем, комбинированной тягой газов с принудительным дутьем, газовым трубчатым воздухоподогревателем, водоподогревателем со струйным теплообменником и имеет машину с уменьшенным объемом вредного пространства.

Отметим, что впервые в истории отечественного паровозостроения разработка эскизного и технического проектов паровоза глубоко сочеталась с разносторонними лабораторными исследованиями работы отдельных узлов конструкции и агрегатов как на моделях (с использованием аппарата

современной теории подобия), так и на специально созданных стендах, где условия работы были близки к эксплуатационным; было проведено свыше 3000 опытов на 14 моделях и стендах.

В 1953 г. паровоз прошел гарантийный пробег и эксплуатационные испытания по специальной программе.

На 1954—1955 гг. намечены подробные тягово-теплотехнические испытания этого паровоза, которые позволят сделать окончательные выводы о практическом использовании идеи С. П. Сыромятникова в отечественном паровозостроении.

Разработка вопросов тепловой работы паровозных топок нашла отражение в опубликованных в 1947 г. работах «Тепловой расчет котельных топок по физическим параметрам» (Трансжелдориздат, 1947), «Тепловой расчет котельных топок» (Известия АН СССР, ОТН, 1947, № 12) и получила завершение в книге «Тепловая работа паровозной топки» (Трансжелдориздат, 1953), которая была закончена за несколько недель до смерти С. П. Сыромятникова и подготовлена к печати проф. А. А. Чирковым.

Основной особенностью последнего труда является стремление автора к построению аналитической схемы процесса на основании общих физических закономерностей лучистого и конвективного теплообмена, с рассмотрением взаимного теплообмена главных элементов топки — слоя, газа, обмуровки и стенок, с учетом их индивидуальных температур, физических свойств и геометрических условий облучения.

Автор стремился к общности метода, при котором возможно рассчитывать совершенно новые конструкции. В работе выдвинуто большое число еще не решенных или спорных вопросов, перечень которых является своеобразной программой дальнейших работ по изучению тепловых процессов в паровозных котлах, которую С. П. Сыромятников ставил перед собой. Книга состоит из введения, пяти глав и восьми приложений.

Во введении автор сделал краткий обзор методов расчета топочных устройств (Л. К. Рамзин, В. Н. Тимофеев, А. М. Гурвич) и констатировал, что они неприменимы к условиям паровозных топок, так как степень экранирования последних и тепловые нагрузки топочного объема значительно превосходят таковые у топок стационарных котлов, опыты с которыми послужили основанием для тех или иных зависимостей по определению температуры газов на выходе из топок. С. П. Сыромятников писал, что «отсутствие надежно измеренных топочных температур и других опытных данных при слоевом сжигании углей довольно долго тормозило выработку правильных методов подхода к расчету топок». Еще в 30-х годах весь расчет паровозных топок сводился к установлению температуры горения из условия:

$$Q_{T_1} = Q_0 - Q_2^{\text{хим}} - Q_2^{\text{мех}} = MT_1 + NT_1^2, \qquad (154)$$

к определению температуры перед задней трубной решеткой по чист$_0$

эмпирической формуле (84) и определению количества тепла, воспринятого поверхностью нагрева топки путем лучепоглощения и конвекции, по уравнению

$$Q_т = Q_{л.к} + Q_{т.к} = M(T_1 - T_2) + N(T_1^2 - T_2^2), \qquad (155)$$

что давало удовлетворительные результаты, поскольку была удовлетворительна формула (84). Формула (84) оказалась неудовлетворительной при переходе к низкосортным углям, большим колосниковым решеткам и высоким напряженностям горения; кроме того, она базировалась на неточных замерах топочных температур.

Автор писал, что «учет радиации топочных термопар и дальнейшее широкое накопление опытных данных с паровозами угольного отопления заставили меня в 1940 г. сделать первую попытку уточнить расчет паровозной топки и рассмотреть характер действительного изменения температур топочных газов». Построение температурного графика работы топки, впервые изложенного в 1940 г. (см. главы VI и XIV первой части издаваемой работы), «при общей принципиальной правильности основного хода рассуждений» имело «серьезные недостатки в недостаточной обоснованности многих частных коэффициентов и пренебрежении рядом важных факторов. Поэтому практически и после 1940 г. для расчета паропроизводительности топки и определения температуры перед задней решеткой приходилось пользоваться упрощенными зависимостями и обходить вопрос о детальном исследовании процессов лучистого теплообмена в топке».

С. П. Сыромятников считал, что эмпирическая формула для определения температуры T_2, приводимая в пятом издании «Теплового процесса паровоза» (формула 139 настоящего издания), удовлетворительно согласуется с опытными данными, но расчет, базирующийся на этой зависимости, является эмпирическим и может применяться только для топок обычных размеров, типов и конструкций. Если вопрос касается топок, резко отличающихся от обычных по конструкции или режимным условиям, этот метод не может быть применен.

«Целью настоящей работы и является посильное уточнение аналитического расчета топки на базе общих физических законов лучистого теплообмена и применение его к одному интересному варианту топочной конструкции», под которым подразумевались паровозные топки с частично деэкранированными (обмурованными) стенками.

В I главе книги «Тепловая работа паровозной топки» изложены основные положения предлагаемого метода анализа тепловой работы топки. Считая, что «теплопередача радиацией играет решающее значение в паровозных топках», автор дал схему лучистого и конвективного теплообмена между отдельными элементами обычных паровозных топок (слой топлива, продукты сгорания, свод, топочные стенки). В качестве исходного, гипотетического, предположения С. П. Сыромятников принял,

что между средними температурами отдельных элементов топки имеет место следующее соотношение:

$$T_{сл} > T_{газ.ср} > T_{св.н} > T_{св.в} > T_{ст} > T_{к}, \qquad (156)$$

где $T_{сл}$ — средняя температура поверхности слоя топлива, °С;
$T_{газ.ср}$ — » » топочных газов в топке, °С;
$T_{св.н}$ — » » нижней поверхности свода, °С;
$T_{св.в}$ — » » верхней поверхности свода, °С;
$T_{ст}$ — » » поверхностей нагрева, °С;
$T_{к}$ — » » котловой воды, °С.

Взаимное многократное отражение тепловых лучей и рассеяние их при прохождении газовой среды не учитывалось. На основании рассмотрения газового излучения, излучения горящего слоя топлива, обмуровки и свода, сформулированы три балансовых уравнения:

а) уравнение общего баланса тепла в топке

$$K_{р}^{н} YR\left(1 - \frac{q_2^{хим}}{100} - \frac{q_2^{мех}}{100}\right) - (MT_2 + NT_2^2) = \sigma_0 \varepsilon_{ст} [\varepsilon_{газ.ср} H_т (\theta^4_{газ.ср} - \theta^4_{ст}) +$$

$$+ \varepsilon_{сл}(1 - \varepsilon_{газ.ср}) R\varphi_{сл/ст}(\theta^4_{сл} - \theta^4_{ст}) + \varepsilon_{св}(1 - \varepsilon_{газ.н}) H_{св}\varphi_{св/ст}(\theta^4_{св.н} - \theta^4_{ст}) +$$

$$+ \varepsilon_{св}(1 - \varepsilon_{газ.в}) H_{св}(\theta^4_{св.в} - \theta^4_{ст})] + \alpha_т H_т 100 (\theta_{газ.ср} - \theta_{ст}); \qquad (157)$$

б) уравнение баланса тепла нижней поверхности свода

$$H_{св}\sigma_0 [\varepsilon_{газ.н}\varepsilon_{св}(\theta^4_{газ.н} - \theta^4_{св.н}) + \varepsilon_{сл}(1 - \varepsilon_{газ.н})\varphi_{св/сл}(\theta^4_{сл} - \theta^4_{св.н})] +$$

$$+ \alpha_{св.н} H_{св} 100 (\theta_{газ.н} - \theta_{св.н})] =$$

$$= H_{св}\left[\sigma_0 \varepsilon_{св}\varepsilon_{ст}(1 - \varepsilon_{газ.н})\varphi_{св/ст}(\theta^4_{св.н} - \theta^4_{ст}) + \frac{\lambda_{св}}{\delta_{св}} 100 (\theta_{св.н} - \theta_{св.в})\right]; \qquad (158)$$

в) уравнение баланса тепла верхней поверхности свода

$$H_{св}\left[\sigma_0 \varepsilon_{газ.в}\varepsilon_{св}(\theta^4_{газ.в} - \theta^4_{св.в}) + \alpha_{св.в} 100 (\theta_{газ.в} - \theta_{св.в}) +\right.$$

$$\left. + \frac{\lambda_{св}}{\delta_{св}} 100 (\theta_{св.н} - \theta_{св.в})\right] = \sigma_0 H_{св}\varepsilon_{св}\varepsilon_{ст}(1 - \varepsilon_{газ.в})(\theta^4_{св.в} - \theta^4_{ст}). \qquad (159)$$

В уравнениях (157) — (159):

$\sigma_0 = 4{,}96$ [1] — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела, ккал/м²час (°К)⁴;

$\varepsilon_{ст}$, $\varepsilon_{газ.ср}$, $\varepsilon_{сл}$, $\varepsilon_{св}$, $\varepsilon_{газ.н}$, $\varepsilon_{газ.в}$ — степени черноты излучения топочной стенки, топочных газов в пределах всей топки, слоя топлива, поверхности свода, топочных газов в подсводном и надсводном объемах топки;

[1] Более точным является значение $\sigma_0 \approx 4{,}90$, ккал/м² час (°К)⁴.

$\alpha_т, \alpha_{св.\,н}$ и $\alpha_{св.\,в}$ — средние коэффициенты конвективной теплоотдачи для стенок топки, нижней и верхней поверхностей свода, ккал/м² час° С;

$\varphi_{сл/ст}$, $\varphi_{св/ст}$ — угловые коэффициенты между слоем и стенкой, нижней поверхностью свода и стенкой топки;

$\lambda_{св}$ — коэффициент теплопроводности материала свода, ккал/м час°С;

$\delta_{св}$ — толщина свода, м.

Величины θ, входящие в уравнения, определяются как

$$\theta_i = \frac{T_i + 273}{100}, \tag{160}$$

где индекс i указывает поверхность или тело, имеющее температуру $T°$ С.

Автор указывал, что «балансные уравнения в топке имеют то неоспоримое достоинство, что они по своей структуре являются вполне физически обоснованными. Их недостаток заключается в том, что они содержат большое число величин, трудно определяемых как расчетом, так и опытом. Однако этот недостаток мы считаем временным, и по мере развития техники экспериментальных исследований (главным образом в отношении расширения пирометрических замеров и повышения их точности) мы будем приобретать все более и более надежные данные и это будет уточнять расчетную схему, выдвигаемую нами.

В настоящий момент, т. е. до того как мы получили надежные и исчерпывающие температурные замеры в отдельных местах топки, при использовании выведенных балансных уравнений приходится прибегать к некоторым допущениям и ряд величин считать заранее известными». Констатируя, что в уравнениях (157) — (159) имеются семь неизвестных величин ($T_г$, $T_{сл}$, $T_{газ.ср}$, $T_{газ.в}$, $T_{газ.н}$, $T_{св.\,н}$, $T_{св.\,в}$) и система неразрешима, автор, в виде первого приближения, принимал, «что средняя температура газов довольно близка к истинной средней температуре всех основных топочных элементов — слоя, свода и газа — в разных сечениях потока», т. е. предполагается справедливость равенства

$$T_{газ.\,ср} = T_{газ.\,н} = T_{газ.\,в} = T_{св.\,н} = T_{св.\,в} = T_{сл} = T_т. \tag{161}$$

В этом случае из трех уравнений будет иметь место только уравнение (157), которое примет вид:

$$Q_т = \sigma_0 \varepsilon_{ст} \varepsilon_{газ} H_т (\theta_т^4 - \theta_{ст}^4) + \sigma_0 \varepsilon_{ст} (1 - \varepsilon_{газ}) (\theta_т^4 - \theta_{ст}^4) [\varepsilon_{сл} R \varphi_{сл/ст} + \\ + \varepsilon_{св} H_{св} (\varphi_{св/ст} + 1)] + \alpha_т H_т 100 (\theta_т - \theta_{ст}). \tag{162}$$

Если обозначить

$$[\varepsilon_{сл} R \varphi_{сл/ст} + \varepsilon_{св} H_{св} (\varphi_{св/ст} + 1)] = H_0, \tag{163}$$

где H_0 — некоторая условная абсолютно черная поверхность, эквивалентная по своему эффекту слою и двум поверхностям свода, то уравнение (162) преобразуется в

$$Q_т = \sigma_0 \varepsilon_{ст} (\theta_т^4 - \theta_{ст}^4) [\varepsilon_{газ} H_т + (1 - \varepsilon_{газ}) H_0] + \alpha_т H_т 100 (\theta_т - \theta_{ст}). \tag{164}$$

С. П. Сыромятников полагал: «Если бы нам были известны угловые коэффициенты, коэффициенты теплоотдачи, степени черноты газа, стенок, свода и слоя и, наконец, тепло, переданное стенкам топки $Q_т$, то определение средней температуры топочного пространства $T_т$° С (или $100\,\theta_т$° К) не представило бы никаких затруднений».

Принимая для определения величины $T_т$ уравнение (164), автор более подробно, чем это сделано в главе XIV первой части настоящего издания его труда, изложил метод построения температурных графиков топки. Каких-либо принципиальных изменений в самом методе нет. Произведено некоторое уточнение в определении конвективного температурного вычета.

Глава II работы посвящена выяснению степени черноты газового потока.

Автор использовал замеры температур газового потока, произведенные П. А. Гурским в двух точках камеры догорания паровоза ФД, при испытаниях в 1936 г. на топливной смеси 70% Г + 30% АМ, для уточнения температур в тех же точках (внесение поправки на скорость отсоса газов).

Произведены первичная обработка опытных данных (составление теплового баланса котла) и построение температурных графиков топки для различных интенсивностей горения. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке топки приближенно оценивался формулой

$$\alpha_т \approx 7{,}5\, U_т^{0{,}8}. \tag{165}$$

Значения температур T_2, полученных при помощи построения температурных графиков, дали удовлетворительную сходимость со значениями, полученными по эмпирической формуле

$$T_2 = \frac{4200 - 600\alpha}{\xi} \frac{\sqrt{\dfrac{\mu B_h K_р^н}{H_т}} + 215}{\sqrt{\dfrac{\mu B_h K_р^н}{H_т}} + 2000} \text{ °C}. \tag{166}$$

Далее было составлено и рассмотрено уравнение баланса тепла для газового объема камеры догорания, заключенного между поперечными сечениями, в которых производились замеры температур.

Геометрически определяя долю тепловых лучей, падающих на свод ($\varphi_{св} = 0{,}1$), принимая температуру свода на 380° ниже температуры

омывающих их газов, подсчитывая коэффициент конвективной теплоотдачи по формуле

$$\alpha_т = 6{,}45\, U^{0{,}8}, \tag{167}$$

С. П. Сыромятников из уравнения баланса нашел степень черноты газового излучения ε (степень черноты стенок камеры догорания принимается равной $\varepsilon_{ст} = 0{,}8$, а поверхности свода $\varepsilon_{св} = 0{,}9$).

Так как «найденное значение ε справедливо лишь для данных частных условий, т. е. является локальным значением, зависящим от длины лучей, реализуемых в данном объеме», была определена степень черноты бесконечно большого объема газа (ε_0), которая связана с ранее полученным значением ε формулой

$$\varepsilon = \xi\varepsilon_0, \tag{168}$$

где ξ — коэффициент, отражающий влияние толщины газового потока. Величина ξ определялась, согласно приближенной гипотезе Бугера, по выражению

$$\xi = 1 - e^{-KS}. \tag{169}$$

В формуле (169) e — основание натуральных логарифмов; $K = 0{,}7$ — коэффициент ослабления лучей, $\frac{1}{м}$, S — толщина слоя газов, м.

Определение величины ε_0 показало, что в широком диапазоне форсировок $Y = 200$—600 кг/м² час (при $T_{газ} \geqslant 1200$°С) она может приниматься постоянной и равной $\varepsilon_0 = 0{,}606$[1].

При снижении температуры (ниже 1200°С) начинается заметное уменьшение ε_0, переводящее ее в область темного газового излучения, где величина ε_0 имеет порядок 0,15—0,25.

В главе III произведено уточнение температур и составлен тепловой баланс топки паровоза ФД. Указывая, что при определении величины ε_0 температура верхней поверхности свода была произвольно принята на 380° ниже температуры омывающего газа, автор для конкретного случая составлял и решал систему уравнений (157) — (159) в отношении величин $T_{сл}$, $T_{св.\,в}$ и $T_{св.\,н}$.

При решении системы уравнений коэффициент теплопередачи конвекцией от газа к котловой воде приближенно оценивался по формуле (165). В расчетах принимались: $\varepsilon_{сл} = 1$, $\lambda_{св} = 1{,}21$ и $\delta_{св} = 0{,}11$. Коэффициенты теплоотдачи конвекцией от газов к своду определялись по приближенным формулам

$$\alpha_{св.\,н} = 2{,}5 \cdot 6{,}0\, U^{0{,}8}_{св.\,н} \tag{170}$$

и

$$\alpha_{св.\,в} = 6{,}0\, U^{0{,}8}_{св.\,в}, \tag{171}$$

[1] Приведенное значение ε_0 не следует расценивать как физическую константу, а как расчетную величину, определяемую из балансовых соотношений.

где 2,5 — коэффициент, характеризующий бóльший угол атаки потока для нижней поверхности свода;

$U_{св.\,н}$ и $U_{св.\,в}$ — весовые скорости газового потока вблизи свода, кг/м²сек.

Угловые коэффициенты $\varphi_{св/ст}$, $\varphi_{сл/ст}$ и $\varphi_{сл/св.\,н}$ определялись методами геометрической оптики. Для паровоза ФД получено

$$\varphi_{св/ст} = 0{,}640;\ \varphi_{сл/ст} = 0{,}795;\ \varphi_{сл/св.\,н} = 0{,}205.$$

Температуры газов, входящие в уравнение, были определены на основании ранее построенных температурных графиков топки. Величины $\varepsilon_{газ.\,ср}$, $\varepsilon_{газ.\,в}$ и $\varepsilon_{газ.\,н}$ определялись по уже известной величине ε_0 умножением ее на величину поправочного коэффициента $\xi_т$, отнесенного ко всему объему топки.

Длина лучей (S) и коэффициент толщины газового слоя (ξ) подсчитывались для 11 точек, расположенных примерно на центральной оси газового потока. Показано, что средняя величина $\xi_{ср}$ может определяться по формуле

$$\xi_{ср} = 1 - e^{-0{,}7S}, \tag{172}$$

где средняя величина S подсчитывается как средний радиус сферы, эквивалентной излучающему объему газовой среды:

$$S = 0{,}85\,\frac{4V}{H}. \tag{173}$$

В формуле (173) V — полезный объем топки (за вычетом объема свода и объема топлива при толщине слоя 200 мм), м³; H — величина замкнутой поверхности, ограничивающей полезный объем топки, м².

Решение системы (157) — (159), при $Y = 300$ кг/м²час, сводилось к определению величин

$$T_{сл} = 1415°\text{C};\quad T_{св.\,в} = 931°\text{C};\quad T_{св.\,н} = 1180°\text{C}.$$

В расчетах II главы величина $T_{св.\,в}$ принималась равной 921°С; расхождение в 10° является незначительным. Интересен баланс тепла, переданного в топке котловой воде.

Если принять за 100% все количество тепла, то передано в %:

конвекцией,	11,3
излучением, газа	47,6
» слоя	30,3
» низа свода	6,3
» верха свода	4,5

Балансы, составленные для других значений Y, показывают, что для паровоза ФД, при отоплении смесью углей 70% Г + 30% АМ, они почти не зависят от Y.

В III главе приводился сводный график изменения температур отдельных элементов в зависимости от интенсивности горения топлива.

Сравнение значений температуры $T_т$ из уравнения (164) с значением $T_{газ.\,ср}$, определенным по системе (157) — (159), показало почти их полное совпадение.

Однако С. П. Сыромятников предупреждал, что «для других углей, факел пламени которых обладает иными физическими свойствами и дает другую величину ε_0, справедливость принятой гипотезы должна быть проверена в дальнейшем. . .».

В главе IV «Прогноз показателей тепловой работы топки. Роль обмуровки» С. П. Сыромятников изложил практический метод расчета топки для проектного паровозного котла, который по существу аналогичен методу, примененному для анализа работы топки ФД, но «здесь, поскольку нам неизвестна опорная температура (при анализе работы топки ФД температура в точке P принималась на основании данных испытаний.— *Н. П.*), нам пришлось задаться рядом значений T_2 и выбрать один из вариантов, наиболее удовлетворяющий нас с точки зрения протекания кривой $T_{гор}$».

Схема такого расчета при выбранных размерах топки и заданных режимных условиях состоит в следующем:

1. Определение величин $q_{ш+п}$ и $q_у$ по формуле (75) настоящего издания «Теплового процесса паровоза».

2. Подсчет потерь тепла от химического недожога по формуле (69) «Теплового процесса паровоза».

3. Определение химического состава продуктов сгорания обычным методом.

4. Подсчет коэффициентов уравнения тепла M и N.

5. Определение теоретического тепла сгорания топлива.

6. Определение условно действительной температуры T_1 по уравнению (78) «Теплового процесса паровоза».

7. Подсчет теоретической температуры горения по формуле (57) «Теплового процесса паровоза».

8. Определение средней для всего пути газов в топке величины живого сечения $\omega_{ср}$ графическим усреднением.

9. Подсчет средней весовой скорости газов в топке по формуле

$$U_т = \frac{(\alpha L_0 + 1)\,\mu B_h}{3600\omega_{ср}} \text{ кг/м}^2\text{сек}. \qquad (174)$$

10. Выявление средней величины коэффициента конвективной теплопередачи между топочными газами и котловой водой по формуле (165) ($K_т \approx \alpha_т$).

11. Составление системы определяющих уравнений (157) — (159).

12. Составление упрощенного уравнения (164), где правая часть представлена в виде $Q_т = Q_0 — (MT_2 + NT_2^2)$.

13. Определение средней длины лучей по формуле (173).

14. Подсчет поправочного коэффициента на среднюю толщину газового слоя S по формуле (172).

15. Подсчет величины расчетной степени черноты газового излучения в топке проектного паровоза по формуле (168). Величина ε_0 принимается в зависимости от сорта топлива.

Для пламени антрацитов $\varepsilon_0 = 0{,}40$; для пламени газовых углей $\varepsilon_0 = 0{,}7$.

16. Задавшись рядом значений T_2, из уравнения (164) (по п. 12) определяют ряд соответствующих значений $T_т$.

Рекомендовано принимать значения T_2, близкие к получаемым по эмпирической формуле (166).

17. Построение ряда вариантов (в соответствии с количеством принятых значений T_2) температурных графиков топки и выбор варианта, для которого лучшим образом удовлетворяется условие, чтобы кривая условной температуры горения являлась касательной к постоянному уровню $T_0 = \text{const}$.

18. Определение средних величин площадей газовых сечений под сводом и над сводом $\omega_н$ и $\omega_в$ графическим способом.

19. Подсчет весовых скоростей газового потока под сводом и над сводом $U_н$ и $U_в$ по формулам типа (174).

20. Определение коэффициентов конвективного теплообмена для нижней и верхней поверхностей свода по формулам (170) и (171).

21. Решение системы уравнений (157) — (159), составленных по п. 11. Температуры газов, входящие в уравнения, принимаются по графику топочных температур. Степени черноты газового потока $\varepsilon_{газ.ср}$, $\varepsilon_{газ.н}$ и $\varepsilon_{газ.в}$ принимаются равными между собой.

В результате решения системы (157) — (159) определяются температуры $T_{св.в}$, $T_{св.н}$ и $T_{сл}$.

22. Подсчитываются составляющие теплового баланса топки:

а) количество тепла, передаваемого котловой воде конвекцией

$$Q_{т.к} = K_т H_т (T_т - t_к) \text{ ккал/час}; \qquad (175)$$

б) количество тепла, передаваемого котловой воде излучением газа

$$Q_{л.газ} = \sigma_0 \varepsilon_{газ.ср} \varepsilon_{ст} H_т (\vartheta^4_{газ.ср} - \vartheta^4_{ст}) \text{ ккал/час}; \qquad (176)$$

в) количество тепла, передаваемого котловой воде излучением слоя

$$Q_{л.сл} = \sigma_0 \varepsilon_{сл} \varepsilon_{ст} (1 - \varepsilon_{газ.ср}) R \varphi_{сл/ст} (\vartheta^4_{сл} - \vartheta^4_{ст}) \text{ ккал/час}; \qquad (177)$$

г) количество тепла, передаваемого котловой воде излучением нижней поверхности свода

$$Q_{л.св.н} = \sigma_0 \varepsilon_{св} \varepsilon_{ст} (1 - \varepsilon_{газ.н}) H_{св} \varphi_{св/ст} (\vartheta^4_{св.н} - \vartheta^4_{ст}) \text{ ккал/час}; \qquad (178)$$

д) количество тепла, передаваемого котловой воде излучением верхней поверхности свода

$$Q_{\text{л. св. в}} = \sigma_0 \varepsilon_{\text{св}} \varepsilon_{\text{ст}} (1 - \varepsilon_{\text{газ. в}}) H_{\text{св}} (\theta^4_{\text{св. в}} - \theta^4_{\text{ст}}) \text{ ккал/час.} \qquad (179)$$

«Изложенный метод исследования вполне универсален и применим к любому типу топки; разница может быть лишь в количестве определяющих уравнений (в зависимости от количества выделенных самостоятельно участков обмуровки), в величине угловых коэффициентов взаимного облучения отдельных элементов обмуровки и поверхности нагрева (экранов), свойственных данному типу топки и для него раз и навсегда заранее подсчитанных, и в величине поправочного коэффициента ξ_m, характеризующего среднюю толщину излучающих потоков газов в топке и легко подсчитываемого для каждой отдельной топки по выражению (2) (в нашем изложении (169). — *Н. П.*).

Имея, таким образом, расчетный метод, хорошо согласованный с опытными данными и вместе с тем прочно опирающийся на общие теоретические законы теплопередачи, т. е. максимально освобожденный от чисто эмпирических и физически не обоснованных коэффициентов, мы можем с достаточной уверенностью применить этот метод к расчету несколько необычных угольных топок со значительной степенью деэкранирования топочных стенок».

Далее, производился расчет тепловой работы топки при различных степенях обмуровки (деэкранирования) поверхности нагрева топки (четыре варианта с обмуровкой, занимающей 23; 46; 64 и 91,5% от общей поверхности нагрева топки). Для всех вариантов принимались одинаковыми часовые расходы топлива, значения коэффициентов избытка воздуха, величина потерь со шлаком и провалом и степень черноты газового излучения. Потери тепла от уноса топлива уменьшались пропорционально возрастанию степени обмуровки. Основанием для такого изменения величины потерь от уноса служило снижение потерь от уноса вследствие увеличения топочной температуры на 80—100°, наблюдавшееся С. П. Сыромятниковым при испытании паровоза Э^{КМ} № 707-32 в результате подогрева воздуха до 120—130°С.

Потери от химического недожога ($q_{\text{хим}}$) также снижались с увеличением степени обмуровки топки.

При наличии обмуровки расчет топки производился принципиально так же, как было изложено выше, но к числу так называемых определяющих уравнений добавилось уравнение теплового баланса обмурованной поверхности.

В V главе излагалось обобщение вопроса об обмуровке паровозных топок. Отмечая значительное повышение температуры топочных газов при наличии обмуровки, автор писал: «Такое повышение температуры, вероятно, достаточно ощутимо повысит полноту сгорания. К сожалению, у нас еще нет достаточно надежных опытных данных для суждения о

величине этого выигрыша. То уменьшение потерь $q_2^{хим}$ и $q_2^{мех}$ с повышением температуры газов при обмурованных топках, которые мы принимали в произведенных выше расчетах, хотя и базируется на опытах с модернизированным паровозом, снабженным подогревом воздуха, но не может считаться достаточным и потому нуждается в дальнейшей проверке и уточнении. Другим положительным качеством обмуровки стенок топки является повышение температуры перегретого пара благодаря более высокой температуре газов, входящих в жаровые трубы».

Отмечаются отрицательные свойства обмуровки, заключающиеся в уменьшении полезной площади колосниковой решетки и повышении тепловых напряжений в стенках огневой коробки выше пояса обмуровки.

Интересны выводы С. П. Сыромятникова по вопросу о применимости эмпирической формулы (166):

«Присутствие коэффициента ξ в формуле (В) [(166) — *И. П.*] было вызвано тем, что, в то время как все замеренные T_2, полученные при опытах с угольными паровозами, прекрасно ложились на кривую, нанесенную по уравнению (В) при $\xi = 1$, точки температур T_2, замеренных на нефтяных паровозах, упорно размещались выше кривой.

На самом деле никакого коэффициента ξ в формулу (В) вводить не следует, и он равен единице одинаково как для угольных, так и для нефтяных паровозов, если под величиной $H_т$, входящей в формулу, понимать не полную поверхность топки, как это делалось мною раньше при обработке опытных данных с нефтяными и угольными паровозами, а поверхность, свободную от обмуровки (экран); обмуровку же боковых стенок топки имеют и имели на дорогах СССР как раз только паровозы нефтяного отопления. Область применения эмпирической формулы (В) охватывает всевозможные режимы работы паровоза на любом топливе при отсутствии обмуровки топочных стенок или при обмуровке не более 60% их поверхности».

«Степень точности оценки величины T_2 по эмпирической формуле (В) в пределах изменений величин обмуровок от нуля до 60% составляет, как видим, $\pm$ 20°».

Тепловые балансы обмурованных топок, будучи сведенными в единый график, показали, «что самым активным теплопередающим элементом в топке является газовый факел.

Относительная роль факела, так же, как и кирпичного свода, в общем процессе теплового обслуживания топочной поверхности нагрева остается почти неизменной в широком диапазоне изменения степени экранирования топки: факел дает в среднем 45%, а кирпичный свод — около 15% всего получаемого топочной поверхностью тепла. Облучающая роль раскаленного угольного слоя при отсутствии обмуровки составляет 32%, но затем быстро падает по мере возрастания обмурованной поверхности топки; при обмуровке половины топочной поверхности роль слоя падает

до 6%, а затем быстро сходит к нулю, так как слой топлива перестает «видеть» экранированную поверхность нагрева. Наоборот, излучающая роль обмуровки быстро и плавно возрастает от нуля. При 50% обмуровке стенок она доходит до 17% всего передаваемого тепла в топке и продолжает быстро возрастать с увеличением поверхности обмуровки».

Произведя тепловые расчеты цилиндрической части котла при обмурованных топках, С. П. Сыромятников констатировал, что выключение из работы части поверхности нагрева топки или даже всей ее поверхности не только не снижает мощности и экономичности паровоза в целом, но дает даже некоторое их повышение. «Объясняется это интенсификацией работы трубчатой поверхности нагрева, вызываемой повышением температуры входящих в трубы газов, уменьшением потерь горения (топка меньше «совместительствует» и больше выполняет свою основную работу), и, наконец, повышением температуры перегретого пара».

В заключение автор писал:

«Приведенные данные показывают, что при частичной обмуровке топочной поверхности нагрева, несмотря на значительное повышение температуры уходящих из котла газов, эффект тепловой мощности паровоза увеличивается. Возможно, конечно, что мы несколько переоценили влияние повышенной температуры топочного пространства на уменьшение потерь горения, но во всяком случае можно с уверенностью сказать, что обмуровка топочных стенок (до 50%) не понизит ни тепловой мощности, ни экономичности паровоза. Вопрос в целом, — полезна ли частичная обмуровка топочных стенок на паровозах угольного отопления, в каких случаях (сорт топлива) и в каких размерах (процент обмурованных стенок) она должна применяться, — должны решить теплотехники совместно с технологами на основе дальнейших опытов. Оставлять вопрос открытым неправильно, так как нельзя пренебрегать таким простым и таким мощным средством повышения топочных температур, как обмуровка топочных стенок».

Работа имеет восемь приложений, в которых изложены подсобные вопросы, имеющие несомненный самостоятельный интерес.

В приложениях I и II даны так называемые геометрические паспорты топок паровозов серий ФД и $Э^{М}$, в которых подробно изложены методика и процесс определения угловых коэффициентов облучения, которыми пользовался автор.

В паспорте топки паровоза серии ФД также подробно освещена методика определения поправки на толщину газового потока ξ для различных точек топочного объема. Третье приложение посвящено анализу работы термопар, установленных в топке.

В приложении IV приведен обобщенный метод определения температурных поправок на радиацию термопар. Установлено влияние сорта топлива, размеров и конфигурации топки, степени экранирования,

возмущающего влияния стенок на величину температурной поправки. В приложении V изложено определение предельных возможных значений температуры T_2, оценена точность предлагаемого способа определения величины T_2.

Приложение VI посвящено весьма важному вопросу об установлении зависимости между температурами $T_т$ и $T_{газ.\,ср}$ и проверке автомодельности температурного поля в топке паровоза. С. П. Сыромятниковым была проведена методом, изложенным выше, обработка опытных данных по паровозу ФД при отоплении углями 100% Г и 100% Д, по паровозу ИС — на смесях углей 50% ПЖ + 50% АРШ, 30% ПС + 30% Г + 40% АК и 100% Д, по паровозу $Э^{р}$ — на смесях углей 60% ПЖ + 40% Т, 25% ПЖ + 75% АРШ и по паровозу $С^{ум}$ — при отоплении смесью 25% ПЖ + 75% АРШ.

Анализ полученных данных позволил сделать вывод, что «величина $T_т - T_{газ.\,ср}$ зависит не только от сорта топлива и способа его сжигания, а также от типа и размеров топки. Все эти факторы отражаются на величине $\varepsilon_{газ} = \xi_т \varepsilon_0$; ε_0 зависит от топлива и способа сжигания, а $\xi_т$ — от размеров и конфигурации топки (S).

Ввиду большой однотипности и малой разницы в размерах топок современных паровозов широкой колеи для этих паровозов вполне допустимо считать величину $T_т - T_{газ.\,ср}$ зависящей главным образом от сорта топлива, т. е. от ε_0». При этом установлено, что абсолютная величина $T_{газ.\,ср}$ находится в резкой зависимости от форсировки и избытка воздуха.

Установлено также, что, помимо формулы (166), при определении величины T_2 хорошие результаты дает эмпирическая формула вида

$$T_2 = (3800 - 540\,\alpha)\,\frac{\sqrt{\dfrac{\mu B_h K_р^н}{H_т}} + 320}{\sqrt{\dfrac{\mu B_h K_р^н}{H_т}} + 2000}\ °\text{C}, \qquad (180)$$

которая справедлива для топок с кирпичным сводом (слоевых или камерных) при изменении свободного объема топки от 2 до 10—12 м³.

Не вдаваясь в подробный критический разбор нового метода теплового расчета топок паровозных котлов, изложенного в книге «Тепловая работа паровозной топки», отметим, что, несмотря на ряд спорных положений, этот метод является значительным шагом вперед по сравнению со старым, чисто эмпирическим методом. Большая заслуга С. П. Сыромятникова состоит еще и в том, что в своей последней работе он снова поднимает вопрос о необходимости дальнейшего тщательного изучения топочного процесса паровозных котлов, таящего в себе большие возможности для увеличения эффективности топливоиспользования.

Проведенный обзор основных работ С. П. Сыромятникова не охватывает всей его научной деятельности.

С. П. Сыромятников являлся одним из лучших популяризаторов научно-технических знаний среди широких слоев советских железнодорожников. Такие его брошюры, как «Работа паровоза» (1921 г.), «Работа паровозной машины» (1922 г.), а также ряд статей, помещенных в технических журналах, наряду с научной строгостью материала отличаются предельной простотой и ясностью изложения. Большая работа была выполнена С. П. Сыромятниковым как редактором различных популярных изданий, пособий для паровозных бригад, многочисленных справочников, учебников и т. д.

Академик С. П. Сыромятников — крупный советский ученый, который постоянно стремился к разрешению важных вопросов, выдвигаемых транспортом, разрабатывал теорию в тесной связи с данными передовой практики, самокритично оценивал свои работы, смело подходил к решению сложных вопросов паровозной теплотехники.

Все это создало заслуженную широкую популярность Сергею Петровичу Сыромятникову не только среди учащихся, педагогов, научных и инженерно-технических работников, но также и среди паровозников массовых профессий нашей великой страны.

БИБЛИОГРАФИЯ НАУЧНЫХ ТРУДОВ АКАДЕМИКА С. П. СЫРОМЯТНИКОВА

Составил канд. техн. наук Н. И. ПАНОВ *

1917

С. Сыромятников. К вопросу о коэффициентах теплопередачи в паровозном котле. «Вестник инженеров». Ноябрь 1917 г.

1921

Работа паровоза М., 11 типолит. МСНХ, 1921, стр. 16.

Исследование рабочего процесса паровозного котла. «Техника и экономика путей сообщения», 1921, № 1—2.

Об опытном исследовании паровоза «Пасифик». «Техника и экономика путей сообщения», 1921, № 3—4.

1922

Работа паровозной машины. Спец. изд., 1922, стр. 32.

Как составлять графики (Краткое руководство). М., 1922.

1923

Исследование рабочего процесса паровозного котла и пароперегревателя. Берлин. Росс. ж.-д. миссия, 1923.

Результаты опытов над паровозом типа 0-4-0 серии $О^{В}$ в применении к эксплуатации паровоза. Дополнение к паспортной книжке паровоза серии $О^{В}$. М., Лаб. подвижн. сост. и топл. ВТК НКПС, 1923 (совместно с Г. Дубелиром и Р. Гриненко).

Результаты опытов над паровозом типа 1-3-1 серии С в применении к эксплуатации паровоза. (Дополнение к паспортной книжке паровоза серии С.) М. Лаб. подвижн. сост. и топл. ВТК НКПС, 1923 (совместно с Г. Дубелиром и Р. Гриненко).

Результаты опытов над паровозом типа 0-5-0 серии Э в применении к эксплуатации паровоза. (Дополнение к паспортной книжке паровоза серии Э.) М., Лаб. подвижн сост. и топл. ВТК НКПС, 1923 (совместно с Г. Дубелиром и Р. Гриненко).

К вопросу о необходимом изменении величины составов при отоплении паровозов низкосортным топливом. «Техника и экономика путей сообщения», 1923, т. 1, № 1, стр. 4—10.

Новый метод построения диаграмм наивыгоднейшего регулирования работ паровозов и его практическое применение. Там же, стр. 29—36.

Термическое исследование рабочего процесса паровозной машины. «Техника и экономика путей сообщения», 1923, т. 1, № 5, стр. 246—273.

---

* При составлении использованы материалы Н. В. Смирновой.

Термическое исследование работы специальных приспособлений для возможного повышения перегрева и интенсивности теплопередачи в существующем паровозе. «Техника и экономика путей сообщения». 1923, т. 2, № 8, стр. 187—217.

К вопросу об эксплуатации паровозов на низкосортном топливе. «Техника и экономика путей сообщения», 1923, т. 2, № 9, стр. 351—369; № 10, стр. 482—508; № 11, стр. 574—587.

Регулирование работы паровозов. «Техника и экономика путей сообщения», 1923, т. 2, № 10, стр. 480—482.

Основные приемы ведения паровозной топки. Транспорт. «изул», 1923, № 6, стр. 90—92.

К вопросу об изоляции паровозных котлов. Там же, стр. 92—95.

С. П. Сыромятников. Тепловой процесс паровоза. Лекции, читанные на III курсе механического факультета Высших технических курсов им. Октябрьской революции, НКПС в 1923/24 уч. году. Литограф. изд.

1924

Перегретый пар в паровозах. «Техника и экономика путей сообщения», 1924, т. 1, № 3—4, стр. 405—416; № 5, стр. 560—583; № 6, стр. 651—667.

1925

Испытание шахтной дровяной топки на паровозах серии Э. «Изв. Теплотехн. ин-та», 1925, № 4, стр. 3—31.

К вопросу об установлении закона теплопередачи. «Изв. Теплотехн. ин-та», 1925, № 10, стр. 3—13.

«Испытание паровозной шахтной топки для дров», вып. 11 Тр. НТК НКПС, 1925.

О введении подогрева питательной воды на паровозах.— в кн. «Подогрев питательной воды на паровозах». М., Транспечать НКПС, 1925, стр. 51—69. (Тр. НТК НКПС, вып. 10.)

Основные этапы развития мощности и экономичности паровоза за 100 лет. В кн. «Столетие железных дорог». М., Транспечать, 1925, стр. 152—163 (Тр. НТК НКПС, вып. 20.)

1926

Тепловой процесс паровоза. Лекции, читанные в Московском институте инженеров транспорта. М., Гостехиздат, 1926, стр. 206. (Инж.-пром. б-ка Б, серия 4, № VIII-3.)

Тепловой процесс паровоза. Новейшие теоретические и экспериментальные достижения. М., изд. Секции ИТР Моск. Курск. ж. д., 1926, стр. 101.

Результаты испытания водоподогревателей. М., Транспечать НКПС, 1926, стр. 60 (НТК НКПС № 34).

Сравнительные испытания паровозных водоподогревателей системы Worthington'a, Knorr'a и завода «Борец» на паровозах серии Э. Тр. МИИТ, 1926, вып. 1, стр. 32—79.

К вопросу об установлении закона теплопередачи. Тр. МИИТ, 1926, вып. 2, стр. 158—180.

Сравнительное исследование паровозных пароперегревателей (доклад). В кн. «Труды II Всесоюзного теплотехнического съезда», т. 2, вып. 1. М., изд. Пост. бюро Всес. теплотехн. съездов, 1926, стр. 77—94.

Испытание шахтной дровяной топки на паровозах серии Э (доклад). В кн. «Труды II Всесоюзного теплотехнического съезда», т. 2, вып. 2. М., изд. Пост. бюро Всес. теплотехн. съездов, 1926, стр. 62—75.

Точный метод построения предположительных тяговых и экономических характеристик в применении к паровозу серии $С^{У}$. В кн. «Труды XXXIV Совещательного

съезда инженеров подвижного состава и тяги в Москве с 1 по 9 апреля 1925 г.» М., НКПС, 1926, стр. 224—249.

Испытание шахтной дровяной топки паровоза серии Э. Там же, стр. 271—276.

1927

О работе нефтяной паровозной топки и нормы расчета ее кубатуры. В кн. «Труды III Всесоюзного теплотехнического съезда», т. 2, вып. 2. М., Теплотехн. ин-т, 1927, стр. 59—106.

К вопросу о расчете поверхности нагрева пароперегревателей. «Изв. Теплотехн. ин-та», 1927, № 8, стр. 3—23.

1928

Паровозная теплотехника. Конспект лекций, читанных на курсах. М., «Красное студенчество», 1928, стр. 160. Стеклограф. изд.

Работа нефтяной паровозной топки и нормы для расчета ее кубатуры. Тр. МИИТ, 1928, вып. 7, стр. 7—51.

Влияние подогрева питательной воды на степень перегрева пара. Тр. МИИТ, 1928, вып. 9, стр. 293—330.

Ред.: А. А. Голубев. Парораспределительный кулисный механизм Вальшерта (Гейзингера) и проверка его. М., Гостехиздат, 1928, стр. 218.

Предисловие. Здесь же, стр. 3.

1929

Паровоз. Конструкция, теория, управление и ремонт. Под общей ред. С. П. Сыромятникова, т. 1—2. М., Транспечать НКПС, 1929, т. 1, стр. 518; т. 2, стр. 527 (совместно с др.).

То же, т. 1—2. Изд. 2-ое, стереотипное.

Опытные поездки с паровозами. М., Транспечать НКПС, 1929, стр. 88.

Основные принципы проектирования сверхмощных паровозов. Тр. МИИТ, 1929, вып. 14, стр. 165—218.

Ред.: А. А. Голубев. Руководство для ж.-д. машиниста, монтера депо, их помощников и слесарей, ч. 2. Изд. 17, испр. и доп. М., Гостехиздат, 1929, стр. 327.

Предисловие. Здесь же, стр. 6.

Ред.: Паровоз. Конструкция, теория, управление и ремонт, т. 1—2. М., Транспечать НКПС, 1929, т. 1, стр. 518; т. 2, стр. 527.

То же. Изд. 2-ое, стереотипное.

1930

Тепловой процесс паровоза. Задание 1—3. М., Транспечать НКПС, 1930, стр. 113.

Курс паровоза. Ред. В. Н. Вишняков, А. П. Керман. Составил К. Л. Попов, ч. 1. Лекции 6—8. М., Транспечать НКПС (1929—1930). Лекция 6, стр. 17; лекция 7, стр. 26; лекция 8, стр. 32. (Центр. заочн. политехн. ин-т инж. трансп.)

Ред.: А. А. Голубев. Как работают паровозные машины. Гостехиздат, 1930, стр. 125.

Ред.: А. А. Голубев. Парораспределительный кулисный механизм Вальшерта (Гейзингера) и проверка его. Изд. 2. М., Гостехиздат, 1930, стр. 296.

Предисловие. Здесь же, стр. 3.

Ред.: А. А. Голубев. Руководство для ж.-д. машиниста, монтера депо, их помощников и слесарей, ч. 1. Изд. 18, испр. и доп. М., Гостехиздат, 1930, стр. 464.

Предисловие. Здесь же, стр. 4.

То же, ч. 2. Изд. 19, испр. и доп., стр. 327.

Предисловие. Здесь же, стр. 6.

Ред.: К. Д. Кузнецов. Катехизис паровозного машиниста. Изд. 21. М., Транспечать НКПС, 1930, стр. 504.

Ред.: Пособие к устным испытаниям паровозных бригад. Составлено коллективом машинистов и руководителей 2-го участка службы тяги Московско-Курской ж. д. Изд. 3. М., Транспечать НКПС, 1930, стр. 148.

Предисловие. Здесь же, стр. 4.

1931

Проектирование паровозов. М., Гострансиздат, 1931, стр. 96.

Паровозные пароперегреватели. Устройство и работа. М., Гострансиздат, 1931, стр. 56.

Паровоз. Технич. энциклопедия, т. 15, 1931, стб. 691—748.

Влияние диаметра дымогарных трубок на тепловую работу котла. Тр. МИИТ, 1931, вып. 16, стр. 9—30.

Ред.: Пособие к устным испытаниям паровозных бригад. Составлено коллективом машинистов и руководителей 2-го участка службы тяги Московско-Курской ж. д. Изд. 4. М., Гострансиздат, 1931, стр. 148.

1932

Подсчет основных размеров паровозов. К кн. «Проектирование паровоза». Под ред. С. П. Сыромятникова. М.—Л., Гострансиздат, 1932, стр. 33—98. (Тр. МИИТ, вып. 31.

Ред.: Паровоз, ч. 1—4. М.—Л., Гострансиздат, 1932.

Ч. 1. Паровой котел. Арматура котла. Теплопередача в паровозном котле. Пароперегреватели. Водоперегреватели, стр. 167.

Ч. 2. Отопление паровоза. Главнейшие сорта топлива. Процессы горения. Способы отопления различными видами топлива в пути, стр. 44.

Ч. 3. Паровая машина паровоза, стр. 190.

Ч. 4. Экипаж паровоза и тендера, стр. 91.

Ред.: Проектирование паровоза. М.—Л., Гострансиздат, 1932, стр. 264. (Тр. МИИТ, вып. 31.)

Ред.: Технический справочник транспортника для техников и инженеров, т. 1. М.—Л., Гострансиздат, 1932, стр. 622 (совместно с П. И. Антоновым и А. М. Богдановым-Черриным).

1933

Тепловой процесс паровоза. Изд. 2, испр. и доп. Трансжелдориздат, 1933, стр. 272.

Ред.: Испытание узкоколейных паровозов колеи 750 мм, вып. 1. М.—Л. Госжелдориздат, 1933, стр. 144.

Ред.: Технический справочник транспортника для техников и инженеров, т. 2—4. М.—Л., Госжелдориздат, 1933 (совместно с П. И. Антоновым и А. М. Богдановым-Черриным). Т. 2, стр. 860; т. 3, стр. 1129; т. 4, стр. 738.

1934

Элементы реконструкции паровоза как теплосилового двигателя. М., ВНИТО ж.-д. фак., 1934, стр. 120. Литограф. изд. (совместно с И. М. Струженцовым).

Тепловая работа паровоза. В. кн. «Паровоз», М., Трансжелдориздат, 1934, стр. 10—76.

Определение основных размеров паровоза. Там же, стр. 323—366.

Выявление рациональных размеров трубчатой части котла паровозов ФД и ИС с пароперегревателем Элеско типа Е. В кн. «Расчеты паровозов». М. Трансжелдориздат. 1934, стр. 5—28. (Тр. МЭМИИТ, вып. 8.)

Определение ожидаемой температуры уходящих газов в проектируемых паровозных котлах. Там же, стр. 29—51.

Ред.: Паровоз. М. Трансжелдориздат. 1934, стр. 1060 (совместно с др.).

Ред.: Технический справочник транспортника для техников и инженеров, т. 5. М.—Л., Трансжелдориздат, 1934, стр. 1090.

1935

Программа курса «Паровозы». Проект. М., НКПС, 1935, стр. 44. Стеклограф. изд. (совместно с И. М. Струженцовым).

Исследование условий работы перегревного паровоза с частичным и полным включением дымогарных трубок. В кн. «Вопросы конструирования паровозов». М.,Трансжелдориздат, 1935, стр. 5—30. (Тр. МЭМИИТ, вып. 13.)

Ред.: Технический справочник транспортника для техников и инженеров, т. 6—8. М., Трансжелдориздат, 1935 (совместно с П. И. Антоновым и А. М. Богдановым-Черриным), т. 6, стр. 763; т. 7, стр. 707; т. 8, стр. 1076.

1936

Что может дать паровоз «Феликс Дзержинский» при кривоносовских методах работы. М., Трансжелдориздат, 1936, стр. 45. (Тр. МЭМИИТ, вып. 28.)

Что может дать использование паровоза «Феликс Дзержинский». «Фронт науки и техники», 1936, № 6, стр. 64—65.

Ред.: Вопросы эксплуатации и ремонта паровозов и вагонов. 17 лекций стахановцев-кривоносовцев. Комментарии бригады научных работников МЭМИИТ под руководством С. И. Сыромятникова. М., Трансжелдориздат, 1936, стр. 222.

1937

Варианты расчета паровозного котла. М., Трансжелдориздат, 1937, стр. 144. (Тр. МЭМИИТ, вып. 21.)

Тепловая работа котла. В кн. «Курс паровозов. Устройство и работа паровозов и техника их ремонта». Под ред. С. И. Сыромятникова. т. 1. Котел. М., Трансжелдориздат. 1937, стр. 35—73.

Пароперегреватель. Там же, стр. 257—312.

Питание котла подогретой водой. Там же, стр. 312—328.

Тепловой процесс машины. В кн. «Курс паровозов. Устройство и работа паровозов и техника их ремонта». Под ред. С. И. Сыромятникова, т. 2, стр. 22—45. Машина, экипаж и тендер. М., Трансжелдориздат, 1937.

Тендер-конденсатор. Там же, стр. 504—524.

Ред.: Курс паровозов. Устройство и работа паровозов и техника их ремонта. Т. 1 Котел, М., Трансжелдориздат, 1937, стр. 336.

Ред.: Курс паровозов. Устройство и работа паровозов и техника их ремонта. Т. 2. Машина, экипаж и тендер. М., Трансжелдориздат, 1937, стр. 524.

1938

Тепловой процесс паровоза. Изд. 3, испр. и доп. М., Трансжелдориздат, 1938, стр. 288.

Новый метод исследования тепловой работы паровозного котла. М., Трансжелдориздат, 1938, стр. 60. (Тр. МЭМИИТ, вып. 41.)

Тепловые агрегаты (ж.-д. транспорта) испытать на моделях. «Гудок», 1938, 22/III, № 66 (совместно с П. К. Конаковым).

Паросушители в паровых котлах. «Машиностроение», 1938, 27/III, № 70.

Ред.: Проектирование паровозов т. 1. Л., ОНТИ, Гл. ред. машиностр. лит., 1938, стр. 387.

1939

Метод определения внутренних потерь тепла в цилиндрах паровых машин. «Транспортное машиностроение», 1939, № 2, стр. 3—29.

1940

Тепловой процесс паровоза. Изд. 4, испр. и доп. М., Трансжелдориздат, 1940, стр. 438.

Пароперегреватели Шмидта, Чусова и Элеско. В кн. «Исследование парораспределительного механизма и тепловой работы паровоза». М., Трансжелдориздат, 1940, стр. 6—33. (Тр. МЭМИИТ, вып. 40.)

Определение наивыгоднейшей температуры перегрева пара в паровозах. Там же. стр. 34—76.

Исследование температурного режима и процесса теплопередачи в паровозной топке. В кн. С. П. Сыромятников, И. И. Николаев и П. К. Конаков. Вопросы тепловой работы котла, динамики и парораспределения паровоза. М., Трансжелдориздат, 1940, стр. 5—57. (Тр. МЭМИИТ, вып. 44, юбилейный.)

Папавинское движение и паровозная наука. «Гудок». 1940, 17/I, № 14 (совместно с В. В. Деевым).

Против недооценки пароперегрева и паросушения на паровозах. «Гудок», 1940. 1/II, № 25 (совместно с П. К. Конаковым).

1943

Дифференцировать нормы расхода топлива на паровозах. «Гудок», 1943, 9/V, № 56 (совместно с А. М. Бабичковым).

Ученые — молодым новаторам (советы фронтовым бригадам). «Комсомольская правда», 1943, 31/XII, № 309 (совместно с Л. В. Никольским).

1944

Пути экономии топлива в паровозном хозяйстве. «Техника железных дорог». 1944, № 3—4, стр. 1—2 (совместно с Н. Ф. Бочаровым).

Пути экономии топлива на железнодорожном транспорте. «За экономию топлива», 1944, № 1, с. 9—13 (совместно с Н. Ф. Бочаровым и В. В. Деевым).

Паровозная топка для дровяного отопления. «За экономию топлива», 1944, № 2—3, стр. 9—15 (совместно с В. В. Деевым).

Комплексная модернизация паровоза. «Ж.-д. транспорт», 1944, № 5—6, стр. 50—57 (совместно с В. В. Деевым).

Пути экономии топлива в паровозном хозяйстве. «Гудок». 1944, 16/IV, № 46 (совместно с Н. Ф. Бочаровым и В. В. Деевым).

1945

Результаты комплексной модернизации паровозов серии Э^{м}. В кн. «Комплексная модернизация и современные методы расчета паровозов». М., Трансжелдориздат, 1945, стр. 5—87 (совместно с В. В. Деевым). (Тр. МЭМИИТ, вып. 51.)

Расчет конусно-вытяжной системы паровоза. Там же, стр. 88—137.

Новый метод определения основных размеров проектируемых паровозов и построения для них ожидаемых рабочих характеристик. В кн. «Вопросы проектирования локомотивов и вагонов». М., Трансжелдориздат, 1945, стр. 3—67. (Тр. МЭМИИТ, вып. 52.)

Исследование теплопередачи в трубчатой части паровозного котла. Там же, стр. 68—201.

Метод машиниста Коробкова — огромные дополнительные ресурсы в работе транспорта. В кн. «Отопление и использование паровоза по методу Коробкова». М., Трансжелдориздат, 1945, стр. 40—42.

Новое в эксплуатации пар воза. Технико-экономический эффект езды на большом клапане. «Гудок», 1945, 21/1, № 6 (совместно с А. М. Бабичковым и В. В. Деевым).

Методы борьбы с накипью и коррозией в паровозных котлах. «Гудок», 1945, 18/VII, № 86 (совместно с Н. Череватым и М. Шкробом).

Пути повышения экономичности паровозов ФД. «Гудок». 1945. 12/IX, № 110 (совместно с Г. Ковнером).

1947

Тепловой процесс паровоза. Изд. 5, испр. и доп. М., Трансжелдориздат, 1947. стр. 492.

Тепловой расчет котельных топок по физическим параметрам. М., Трансжелдориздат, 1947, стр. 108.

Тезисы доклада «Ближайшие пути повышения экономичности паровоза». МЭМИИТ, 1947, стр. 6.

Тепловой расчет котельных топок. Изв. АН СССР, ОТН, 1947, № 12, стр. 1615—1627.

Создадим высокоэкономичный советский паровоз. «Ж.-д. транспорт», 1947, № 2, стр. 7—9.

1949

Паровозы. Тепловая работа, динамика, автотормоза. Под ред. И. И. Николаева. М., Машгиз, 1949, стр. 248 (совместно с И. И. Николаевым, К. А. Шишкиным и Б. Л. Карвацким).

Ред.: Паровозы. Общий курс конструкций и элементы теории. М. Трансжелдориздат, 1949, стр. 692 (совместно с А. А. Чирковым).

Предисловие. Здесь же, стр. 3—4.

1952

Технический справочник железнодорожника, т. 6. «Подвижной состав», раздел «Тепловая работа паровоза», стр. 90—123. Трансжелдориздат, 1952.

1953

«Тепловая работа паровозной топки». Подгот. к печати А. А. Чирковым. М., Трансжелдориздат, 1953, стр. 176.

ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС ПАРОВОЗА

Печатается с исправлениями по пятому изданию

ПРЕДИСЛОВИЕ К ПЯТОМУ ИЗДАНИЮ

Со времени выхода в свет предыдущего 4-го издания книги «Тепловой процесс паровоза» прошло восемь лет.

За эти годы победоносно закончилась Великая Отечественная война, и вновь засияло нам солнце мирной, культурной и созидательной жизни.

Но и в годы тяжких испытаний научная работа ни на минуту не прекращалась в нашей стране. Уверенные в близкой победе, мы и в разгар войны вели работу по подъему нашей техники на новую, более высокую ступень развития.

Много нового и интересного сделано за это время и в области железнодорожного транспорта. В 1942 г. автору лично пришлось руководить большими и интересными испытаниями модернизированных паровозов серии $Э^{М}$ на железных дорогах Алтая, а в 1943 г. — испытаниями новых типов паровозных топок для сжигания сырых дров с влажностью до 50% и более (на Казанской железной дороге).

Результаты этих и многих других экспериментальных работ, а также новые теоретические исследования нашли отражение в настоящем обновленном издании книги.

Обработка специальных опытов с измерением температуры газов в паровозной топке позволила установить истинную величину поправок на радиацию пирометров, помещенных в любом месте топки, а также величину интенсивности газового (факельного) излучения в паровозной топке. На этой основе мной разработана новая методика исследования теплопередачи в топке.

В связи с уточнением величины температурных поправок к показаниям пирометров изменился и вид эмпирических формул для оценки коэффициентов теплопередачи не только в топке, но и в трубчатой части котла.

Впервые выявлена и физически обоснована значительная разница в протекании процесса теплопередачи в трубчатой части котла при угольном и нефтяном отоплении. Отчетливо установлена разница в величине коэффициентов теплопередачи для жаровых труб с двумя-, четырьмя- и шеститрубными пароперегревательными элементами.

Впервые в расчет теплопередачи в жаровых трубах введена радиация пароперегревательных элементов на стенки жаровых труб. Это

необходимое уточнение в корне изменило всю методику расчета, заставив вести его сначала по «усредненной» величине коэффициента теплопередачи, а затем вводить последовательные уточнения в зависимости от частных условий теплоперехода к воде и к пару и от радиации элементарных трубок.

Впервые на страницах пятого издания книги появляется совершенно новый раздел — «Тяга газов в паровозном котле». До самого последнего времени ни в нашей, ни в заграничной литературе по вопросу тяги газов и работы конусновытяжной системы не было ничего, кроме грубых эмпирических формул или заведомо порочной теории Цейнера—Граве и их последователей. Только в последние годы на основе обработки опытных данных по испытанию ряда паровозов, лабораторных работ на специальном стенде в лаборатории Московского электро-механического института инженеров транспорта и теоретических исследований автору удалось создать научно обоснованную методику исследования и расчета элементов конусновытяжной системы.

В последнем разделе книги изложен только что разработанный автором метод предварительной оценки экономичности паровой машины паровоза и всего паровоза в целом $\left(\frac{B_m}{N_i}, \frac{B_h}{N_i}\right)$, позволяющий делать весьма надежные прогнозы в отношении вновь проектирующихся паровозов.

Я перечислил здесь только самые основные, принципиальные изменения и новые методы, введенные в пятое издание книги; кроме того, в книге сделаны другие, более мелкие изменения и добавления.

Все это потребовало, конечно, коренной переработки всей книги, и настоящее пятое ее издание является совершенно необходимым и своевременным.

1947 г. *Автор*

ВВЕДЕНИЕ

Приступая к изучению сложных тепловых машин — двигателей, мы прежде всего должны констатировать тот факт, что данных одной теории на современной ступени ее развития оказывается зачастую недостаточно для исчерпывающего выяснения того чрезвычайно сложного и многообразного комплекса явлений, из которых слагается рабочий процесс таких двигателей. Ввиду этой сложности даже теоретически вполне обоснованные принципы приобретают большое значение только в том случае, если они находят опытное подтверждение.

«Всякое заявление, касающееся машин, — говорит Гирн, — должно быть подтверждено фактом, и всякая их оценка вне точных цифровых данных не имеет практического значения.

Таким образом, надо признать, что теория и опыт при разрешении многообразных вопросов об экономичности работы тепловой установки являются необходимым и обязательным дополнением одной к другому.

Всякий мало-мальски развитой человек согласится с тем, что в научных целях совершенно недостаточно простой фиксации тех или иных явлений и их последовательности и закономерности. Такая фиксация, если она достаточно точна и исчерпывающа, может лишь помочь нам разобраться в схеме данного явления, но совершенно не дает возможности отвести этому явлению то или иное место в ряду других подобных, т. е., исключая возможность обобщения, совершенно лишена научно-теоретического элемента и является по преимуществу работой чисто механической.

Совсем иное дело, если мы путем научно-критического сопоставления заранее предугадали закономерность данного явления и дали в самых общих чертах ее математическую формулировку.

По отношению к такому сложному агрегату, как паровоз, необходимость экспериментального метода изучения вполне очевидна вследствие чрезвычайной сложности и многообразия происходящих при его работе тепловых явлений, выяснить качественную и количественную характеристику которых при помощи одной только теории совершенно невозможно.

Приобретшие ныне права гражданства во всех отраслях технической науки принципы «технической экономики» как самостоятельной научной дисциплины получают, несомненно, особенно важное практическое значение применительно к паровозам, так как железные дороги во всех странах являются главными потребителями топлива. Поэтому самый неболь-

шой процент экономии, достигнутой благодаря тому или иному усовершенствованию паровоза, дает значительное валовое сбережение топлива, весьма заметное в общем топливном бюджете страны.

Все это приводит нас, железнодорожников, к необходимости наиболее полно и всесторонне изучить и теоретическим, и опытным путем рабочий процесс паровоза как агрегат, состоящий из котла, машины и экипажа.

Последовательность дальнейшего изложения основ теплового процесса паровоза правильнее всего установить, наметив предварительно схему его тепловой работы.

Та первичная причина, которая производит в конечном итоге движение паровоза вместе с прицепленным к нему поездом, заключается в топливе, сжигаемом на колосниковой решетке,— это есть химическая энергия топлива. Забрасывая топливо на колосники и подводя к нему через зольник необходимое количество воздуха, мы сжигаем это топливо при высокой температуре, в результате чего в топке образуется весьма большое количество газообразных продуктов горения — химическая энергия топлива превратилась в тепловую энергию газов. Поток раскаленных газов, двигаясь из топки по дымоходам, передает заключающееся в нем тепло через стенки топки и труб воде, наполняющей котел; в результате вода нагревается, закипает и постепенно превращается в пар. Образуясь все в бóльших и бóльших количествах и не имея выхода из котла, пар с силой давит на стенки. Давление пара в котле повышается. Будучи заключен в непроницаемый сосуд и не имея выхода, пар не производит пока никакой работы, но в нем заключается источник громадной силы. Такой пар обладает, как говорится, потенциальной энергией. Это состояние пара можно уподобить какому-нибудь тяжелому предмету, например, битку парового молота, поднятому на известную высоту и удерживаемому в этом положении посторонней силой: в таком положении молот тоже не производит работы, но как только удерживающая его сила перестанет действовать, биток упадет и произведет поковку.

Возвращаясь к рассмотрению работы паровоза, мы видим, таким образом, новый пример превращения энергии: тепловая энергия газов перешла в потенциальную энергию пара.

Наконец, будучи выпущен из котла в паровой цилиндр, пар своей упругостью толкает поршень, приводя во вращательное движение движущие и сцепные оси. Находя достаточно надежные точки опоры в местах соприкосновения колес с рельсами и как бы отталкиваясь от этих последних, паровоз начинает двигаться поступательно по рельсовому пути вместе с прицепленными к нему вагонами: потенциальная энергия пара превращается в кинетическую энергию движения поезда.

Следуя набросанной схеме, мы и начнем исследование рабочего процесса с изучения условий работы паровозного котла.

Часть первая

ТЕПЛОВАЯ РАБОТА КОТЛА

Глава I

ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕМ ГАЗОВОГО ПОТОКА И ЕГО ТЕМПЕРАТУРОЙ

Работа, которую выполняет паровоз, транспортируя по железнодорожному пути пассажиров и грузы, получается, как известно, за счет сжигания в его топочной камере известного количества того или иного топлива. Чем бóльшую работу должен выполнить паровоз, тем, очевидно, большее количество энергии должно быть реализовано в его топке. Тепловой эффект, или мощность топки, зависит от целого ряда факторов, как то: количества и качества сжигаемого топлива, конструкции топки, способа сжигания и т. д., из которых мы прежде всего должны остановить наше внимание на первых двух, так как влияние остальных факторов на тепловой эффект топки можно установить лишь в результате исследования всего рабочего процесса котла.

Итак, пусть на колосниках сжигается в течение часа некоторое вполне определенное количество данного сорта топлива B_h, кг. Обозначая через μ коэффициент механической полноты сгорания, будем иметь количество фактически сгоревшего топлива, равное $B'_h = \mu B_h$. Подводя к загруженному на колосники топливу извне через клапаны зольника потребное для сгорания количество воздуха, мы получаем в результате соединения отдельных элементов, входящих в состав топлива, с воздухом некоторое вполне определенное количество газов сгорания G_b, кг на каждый килограмм сожженного топлива. Эта величина зависит от химического состава топлива и количества поступающего в топку воздуха.

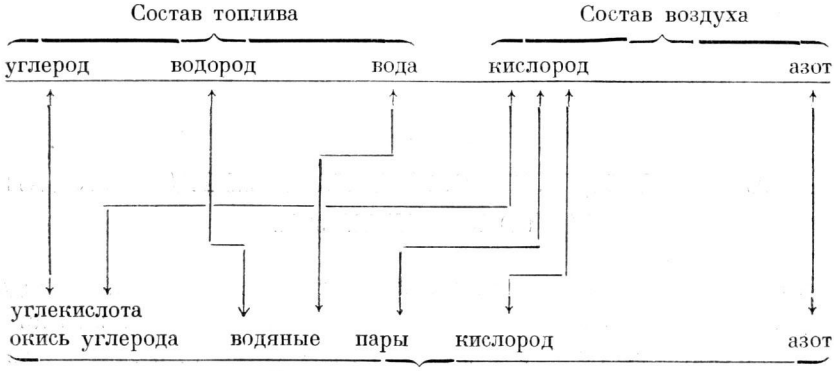
Если обозначить далее среднюю теплоемкость газов сгорания (при постоянном давлении) через c_p, а температуру их — через T (в градусах Цельсия), то очевидно, что тепло, которое заключается в газовом потоке, может быть выражено через

$$Q = B'_h G_b c_p T. \tag{1}$$

Написанная формула является одним из основных уравнений, связывающих между собой отдельные факторы рабочего процесса котла, и играет чрезвычайно важную роль в дальнейших исследованиях тепловой работы котла.

В правую часть написанного уравнения входит множителем средняя теплоемкость газов c_p. Эта величина имеет для каждого химического элемента нашей газовой смеси вполне определенные значения.

Для выяснения качественного состава продуктов горения составим следующую схему соединения топлива с воздухом:



Состав продуктов горения

При этом мы пренебрегаем возможной незначительной примесью серы в топливе и считаем, что весь водород топлива, соединяясь с кислородом, полностью превращается в водяные пары. Кроме того, будем пока считать, что весь углерод топлива соединяется с двойным объемом кислорода и образует продукт полного сгорания — углекислоту. Для средних теплоемкостей отдельных составляющих газового потока примем следующие выражения, установленные опытами Гольборна и Генинга:

для азота, кислорода и окиси углерода

$$c'_p = 0{,}235 + 0{,}000019\,T; \tag{2}$$

для углекислоты

$$c''_p = 0{,}201 + 0{,}000074\,T - 0{,}00000018\,T^2; \tag{3}$$

для водяного пара

$$c'''_p = 0{,}467 + 0{,}000017\,T + 0{,}00000044\,T^2. \tag{4}$$

Для получения же выражения средней теплоемкости килограмм-молекулы каждого из поименованных выше элементов, к которой мы должны будем перейти при последующих преобразованиях выражения (1), достаточно, очевидно, умножить обе части предыдущих выражений на соответствующие молекулярные веса, т. е. для азота 28,08, для углекислоты 44,00 и для водяного пара 18,02. В результате получаем следующие выражения средних молекулярных теплоемкостей:

$$m'c'_p = 6{,}599 + 0{,}000534\,T; \tag{5}$$

$$m''c''_p = 8{,}844 + 0{,}003266\,T - 0{,}00000792\,T^2; \tag{6}$$

$$m'''c'''_p = 8{,}412 + 0{,}000306\,T + 0{,}00000793\,T^2. \tag{7}$$

Формулы (6) и (7) представляется возможным несколько упростить без значительного ущерба для точности получаемых результатов, заменив их уравнениями прямых, имеющих структуру, подобную формуле (5).

Окончательные выражения молекулярных теплоемкостей принимают после упрощений вид

$$m'c'_p = 6{,}599 + 0{,}000534\,T; \tag{8}$$

$$m''c''_p = 9{,}129 + 0{,}002077\,T; \tag{9}$$

$$m'''c'''_p = 8{,}126 + 0{,}000886\,T. \tag{10}$$

Долгое время для подсчета теплоемкостей газов и водяных паров принимались формулы Партингтона и Шиллинга, которые по приведении их к двучленному виду получают следующее написание:

для N_2, O_2, CO и воздуха

$$m'c'_p = 6{,}905 + 0{,}000317\,T; \tag{8'}$$

для CO_2

$$m''c''_p = 8{,}874 + 0{,}001485\,T; \tag{9'}$$

для H_2O

$$m'''c'''_p = 7{,}953 + 0{,}002680\,T. \tag{10'}$$

В дальнейшем изложении оставлены все же формулы Гольборна и Генинга, так как по этим именно формулам была произведена обработка колоссального опытного материала (до опубликования формул Партингтона и Шиллинга), легшего в основу курса. Разница значений величин, подсчитанных по уравнению тепла при одних и других формулах теплоемкостей, колеблется в пределах $0{,}7 \div 2{,}0\,\%$ [1].

Переходя теперь к выражению уравнения (1) в явном виде, определим число молекул каждого из газов, входящих в состав 100 м³ продуктов сгорания, для образования которых сожжено в топке B, кг топлива.

Обозначая через n число молекул в 1 м³ газа, а через v — вес атома водорода, имеем вес 1 м³ водорода равным $2vn$.

Пусть в состав топлива входит H весовых процентов водорода; тогда общее весовое количество этого газа, сожженное для образования 100 м³ продуктов сгорания, будет $\frac{B\mathrm{H}}{100}$ кг, а соответствующий объем водорода, следовательно, и водяного пара

$$\frac{B\mathrm{H}}{100 \cdot 2vn}\ \text{м}^3. \tag{11}$$

[1] При сравнении величин, подсчитанных по уравнению тепла, принимая значения теплоемкостей по современным данным, полученным расчетом по методам статической термодинамики (см. М. П. Вукалович и др. «Термодинамические свойства газов», 1953), разница получается несколько большей; см. стр. 14.—*Ред.*

Если в топливе содержится W весовых процентов воды, то от испарения ее при высокой температуре горения образуется $\frac{B \cdot W}{100}$ кг водяного пара, в котором содержится

$$\frac{1}{9}\frac{B \cdot W}{100} \text{ кг водорода;} \tag{12}$$

последнее выражение вытекает из весовой пропорции образования воды:

$$2H + O = H_2O,$$

$$2 \cdot 1 + 16 = 18,$$

т. е. для образования одной весовой части воды затрачивается $\frac{2}{18}$, или $\frac{1}{9}$ весовая часть водорода. Соответствующий выражению (12) объем водорода (или водяного пара) в продуктах горения равен

$$\frac{1}{9}\frac{B \cdot W}{100 \cdot 2vn} \text{ м}^3. \tag{13}$$

Сумма выражений (11) и (13) даст полный объем водяного пара, равный

$$\frac{B}{2 \cdot 100 \cdot vn}\left(H + \frac{W}{9}\right),$$

полный же объем продуктов горения равен

$$\frac{B}{2 \cdot 100 vn}\left(H + \frac{W}{9}\right) + CO_2 + N_2 + O_2, \tag{14}$$

где CO_2, N_2 и O_2 — объемы углекислоты, азота и свободного кислорода.

Процентное содержание трех последних составляющих в продуктах сгорания определяется на практике по отношению лишь к их сумме, которую будем называть объемом сухих продуктов сгорания, а не ко всему объему, выражаемому уравнением (14); это обусловливается самим принципом устройства прибора, применяющегося для анализа газов, в градуированную бюретку которого забирается из дымоходов проба испытуемых продуктов сгорания, причем, конечно, водяные пары не поступают в бюретку, конденсируясь в сравнительно длинном газопроводе. Итак, подразумевая под символом CO_2, N_2 и O_2 те величины, которые получаются практически по данным анализа газов, мы можем положить

$$CO_2 + N_2 + O_2 = 100,$$

после чего выражение (14) примет вид

$$\frac{B}{2 \cdot 100 vn}\left(H + \frac{W}{9}\right) + CO_2 + (100 - CO_2). \tag{15}$$

Таким образом, в состав 100 м³ продуктов сгорания входит $(100 - CO_2)$ м³ азота и кислорода, содержащих n $(100 - CO_2)$ молекул этих газов. Заметим, что содержание тепла в каждой молекуле равно

$$m' c'_p vT,$$

где $m'c'_p$, согласно предыдущему, есть молекулярная теплота, т. е. произведение средней теплоемкости на молекулярный вес, представляющий собой отношение веса молекулы к весу атома водорода; поэтому произведение $m'c'_p v$ должно выражать, очевидно, тепло, сообщенное молекуле при повышении ее температуры на 1°. Получаем для теплосодержания азота и кислорода

$$Q' = (100 - CO_2)\, nm'c'_p\, vT; \tag{16}$$

точно так же для углекислоты

$$Q'' = CO_2\, nm''c''_p\, vT \tag{17}$$

и для водяных паров

$$Q''' = \frac{B}{2 \cdot 100 vm}\left(H + \frac{W}{9}\right) nm'''c'''_p\, vT. \tag{18}$$

Для исключения условно введенного в наши расчеты фактора B рассуждаем следующим образом: если количество весовых процентов углерода в топливе назовем C, то для образования 100 м³ газов мы должны сжечь

$$\frac{BC}{100} \text{ кг углерода,} \tag{19}$$

но так как мы условились раньше, что весь углерод сгорает в углекислоту, содержание которой в продуктах сгорания равно CO_2 n молекулам, а молекулярный вес углерода 12 v, то, очевидно, вес углерода, пошедшего на образование углекислоты, равен

$$CO_2\, n\, 12\, v \text{ кг.} \tag{20}$$

Соединяя выражения (19) и (20) знаком равенства и определяя B, получаем

$$B = \frac{CO_2\, 1200\, nv}{C}. \tag{21}$$

Подставляя полученное выражение в формулу (18) и суммируя формулы (16)—(18), имеем для выражения полного теплосодержания газового потока

$$Q = (100 - CO_2)\, nm'c'_p\, vT + CO_2 nm''c''_p\, vT + 6\frac{CO_2}{C}\left(H + \frac{W}{9}\right) nm'''c'''_p\, vT.$$

Выражая Q по схеме уравнения (1) через $BG_b\, c_p\, T$, имеем

$$BG_b\, c_p\, T = (100 - CO_2)\, nm'c'_p\, vT + CO_2\, nm''c''_p\, vT + 6\frac{CO_2}{C}\left(H + \frac{W}{9}\right) nm'''c'''_p\, vT, \tag{22}$$

откуда, сокращая на T и деля обе части на B, окончательно получим

$$G_b\, c_p = \frac{C\ (100 - CO_2)}{1\,200\ CO_2} m'c'_p + \frac{C}{1\,200} m''c''_p + \frac{6}{1\,200}\left(H + \frac{W}{9}\right) m'''c'''_p =$$

$$= \frac{C}{1\,200}\left[\left(\frac{100}{CO_2} - 1\right) m'c'_p + m''c''_p + \frac{6}{C}\left(H + \frac{W}{9}\right) m'''c'''_p\right]. \tag{23}$$

Замечая, что выражения mc_p, входящие в правую часть, суть двучлены вида

$$a + bT,$$

приходим к заключению, что и средняя теплоемкость газовой смеси c_p должна иметь подобное же выражение

$$c_p = c + \delta T, \tag{24}$$

что по умножении обеих частей на G_b приводит к равенству

$$G_b c_p = G_b c + G_b \delta T. \tag{25}$$

С другой стороны, выражение (24) путем подстановки выражений mc_p из уравнений (8), (9) и (10) и перегруппировки членов можно привести к виду

$$\begin{aligned} G_b c_p = {} & \frac{C}{1\,200}\left[\left(\frac{100}{CO_2} - 1\right) 6{,}599 + 9{,}129 + \frac{6}{C}\left(H + \frac{W}{9}\right) 8{,}126\right] + \\ & + \frac{C}{1\,200}\left[\left(\frac{100}{CO_2} - 1\right) 0{,}000534 + 0{,}002077 + \frac{6}{C}\left(H + \frac{W}{9}\right) 0{,}000886\right] T. \end{aligned} \tag{26}$$

Сравнивая теперь правые части выражений (25) и (26), получаем

$$\begin{aligned} G_b c = {} & \frac{C}{1\,200}\left[\left(\frac{100}{CO_2} - 1\right) 6{,}599 + 9{,}129 + \frac{6}{C}\left(H + \frac{W}{9}\right) 8{,}126\right] = \\ & = 0{,}5499\,\frac{C}{CO_2} + 0{,}0021\,C + 0{,}0406\,H + 0{,}0045\,W; \end{aligned} \tag{27}$$

$$\begin{aligned} G_b \delta = {} & \frac{C}{1\,200}\left[\left(\frac{100}{CO_2} - 1\right) 0{,}000534 + 0{,}002077 + \frac{6}{C}\left(H + \frac{W}{9}\right) 0{,}000886\right] = \\ & = 0{,}0000445\,\frac{C}{CO_2} + 0{,}0000013\,C + 0{,}0000044\,H + 0{,}0000005\,W^1. \end{aligned} \tag{28}$$

Умножая обе части выражения (25) на произведение $B'_h T$, получаем

$$B'_h G_b c_p T = B'_h G_b cT + B'_h G_b \delta T^2. \tag{29}$$

Это выражение представляет не что иное, как основное уравнение (1), но уже написанное в явной форме.

Вводя обозначения

$$B'_h G_b c = M,$$

$$B'_h G_b \delta = N$$

и обозначая тепло, заключенное в потоке газов, как и раньше, символом Q, имеем

$$Q = MT + NT^2. \tag{30}$$

---

[1] В случае неполного сгорания углерода в знаменателе первых членов выражений (27) и (28) вместо CO_2 следует писать $(CO_2 + CO)$, что без труда может быть доказано рассуждениями, совершенно аналогичными приведенным выше.

Этим уравнением устанавливается, как мы уже говорили, связь между температурой газов в том или ином пункте их пути по дымоходам и полным их теплосодержанием в этом пункте. Для возможности практического пользования этим уравнением нам должны быть известны из опыта следующие величины:

1) расход топлива в течение 1 часа;

2) химический состав топлива, т. е. процентное содержание в нем отдельных элементов: углерода (C), водорода (H) и влаги (W);

3) содержание углекислоты в сухих продуктах горения (CO_2), а при неполном сгорании углерода — и содержание окиси углерода (CO), так как для случая неполного сгорания выражения коэффициентов (27) и (28) несколько изменяются в том смысле, что в первых членах правой части знаменателем будет не CO_2, а сумма ($CO_2 + CO$).

В качестве примера практического применения уравнения (30) воспользуемся им для одного из конкретных опытов с пассажирским паровозом серии H^B.

Паровоз отапливался нефтяными остатками следующего химического состава (в проц.):

C =	86,4
H =	12,4
O =	1,2
Итого...	100 %

Анализом газов, производившимся в течение всей опытной поездки, обнаружено среднее содержание углекислоты в количестве 12,56 % и окиси углерода 1,26 %. Расход нефти, приведенный к 1 часу, составил 503 кг; коэффициент механической полноты сгорания μ для нефтяного отопления принимаем равным единице. Температура газов измерялась в двух пунктах: в топке при вступлении газовых струй в дымогарные трубы и в месте выхода из последних в дымовую коробку. Первая температура оказалась $T_2 = 1410$ °C, вторая $T_3 = 446$ °C.

Подсчитывая выражения коэффициентов основного уравнения тепла по формулам (27) и (28), получаем для данного случая

$$G_b C = 0{,}5499 \frac{86{,}4}{12{,}56 + 1{,}26} + 0{,}0021 \cdot 86{,}4 + 0{,}0406 \cdot 12{,}4 = 4{,}1228;$$

$$G_b \delta = 0{,}0000445 \frac{86{,}4}{12{,}56 + 1{,}26} + 0{,}0000013 \cdot 86{,}4 + 0{,}0000044 \cdot 12{,}4 = 0{,}0004451;$$

$$M = 503 \cdot 4{,}1228 \approx 2074;$$

$$N = 503 \cdot 0{,}0004451 \approx 0{,}2239;$$

после этого уравнение (30) примет вид

$$Q = 2\,074\,T + 0{,}2239\,T^2.$$

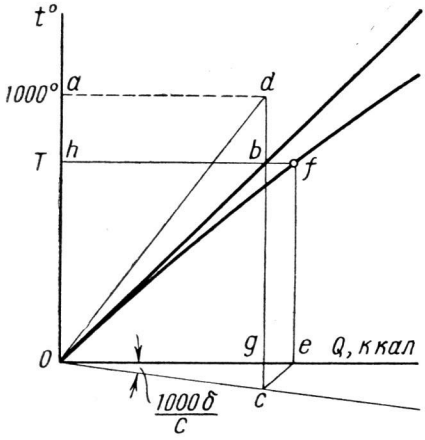
Подставляя в это уравнение $T = T_2 = 1410°$, мы, очевидно, определим из него то количество тепла, которое вносится газами в течение 1 часа из топки в трубчатую часть котла

$$Q_{T_2} = 2074 \cdot 1410 + 0{,}2239 \cdot 1410^2 = 3\,369\,000 \text{ ккал}.$$

Подставляя в то же уравнение $T = T_3 = 446°$, получаем тепло, уносимое газами в дымовую коробку:

$$Q_{T_3} = 2074 \cdot 446 + 0{,}2239 \cdot 446^2 = 1\,070\,000 \text{ ккал}.$$

Это тепло является в паровозном котле одной из главных потерь и носит название «потери с уходящими газами», причем точное определение этой величины существенно необходимо для суждения об экономичности работы котла.



Фиг. 1.

Разность

$$Q_{T_2} - Q_{T_3} = 2\,299\,000 \text{ ккал}$$

показывает, какое количество тепла передается через поверхность нагрева дымогарных труб от газов котловой воде.

Из рассмотренного частного случая уже ясно, какую громадную роль играет уравнение (30) в вопросах исследования рабочего процесса котла. Дальнейшее применение этого уравнения будет рассмотрено позже, а пока укажем способ его графического построения, чрезвычайно облегчающий практическое использование.

Построим прямоугольные оси координат (фиг. 1) и условимся откладывать по оси абсцисс тепло, а по ординатам — температуры, причем выбираем для этих последних масштаб

$$1° = b \text{ мм}.$$

Проводим из начала координат: луч Ob, делящий пополам угол между осями, и луч Oc вниз от оси абсцисс под углом, тангенс которого равен $\frac{1000\,\delta}{c}$, причем ввиду весьма малой числовой величины этого отношения можно считать

$$a = \operatorname{tg} \alpha = \frac{1000\,\delta}{c};$$

величина $\frac{\delta}{c}$ равна, очевидно, $\frac{G_b\,\delta}{G_b\,c}$.

Откладываем по ординате в выбранном масштабе какую-либо произвольную температуру T, так что

$$Oh = Tb \text{ мм};$$

точкой a оси ординат отмечена температура 1000°, причем

$$Oa = 1000\, b \text{ мм};$$

проводим горизонтальный луч hb, а через точку b пересечения его с биссектрисой координатного угла — вертикаль bc; точку d соединяем с началом координат, а через точку c проводим $ce \parallel Od$ до пересечения с осью абсцисс; через точку e ведем вертикаль до пересечения в точке f с продолжением горизонтального луча hb.

Докажем, что точка f принадлежит искомой кривой, выражаемой уравнением (30), которую условимся называть кривой тепла.

Если это действительно так, то отрезок $hf = Oe$ представляет тепло Q, взятое в некотором масштабе

$$1 \text{ ккал} = w \text{ мм},$$

т. е.

$$Oe = Qw \text{ мм}.$$

Из фиг. 1 имеем

$$\overline{Oe} = \overline{Og} + \overline{ge},$$

$$\overline{Og} = Oh = Tb.$$

Из подобия треугольников Oda и ecg:

$$\overline{ge} = \frac{\overline{gc}\ \overline{Og}}{\overline{gd}},$$

$$\overline{gc} = \overline{Og}\frac{1000\,\delta}{c} = \frac{Tb\,1000\,\delta}{c},$$

$$\overline{gd} = \overline{Oa} = 1000\,b,$$

$$\overline{ge} = \frac{Tb\,1000\,\delta\ Tb}{c\,1000\,b} = \frac{\delta}{c}\,bT^2$$

и, следовательно,

$$\overline{Oe} = Qw = bT + \frac{\delta}{c}\,bT^2 = b\left(T + \frac{\delta}{c}\,T^2\right). \tag{31}$$

Уравнение (30) может быть приведено к виду

$$Q = B'_h G_b\, cT + B'_h G_b\, \delta T^2 = B'_h G_b\, c\left(T + \frac{\delta}{c}\,T^2\right). \tag{32}$$

Деля почленно формулу (31) на формулу (32), получаем

$$w = \frac{b}{G_b B'_h c} = \frac{b}{M}. \tag{33}$$

Таким образом, если масштаб тепла на нашей диаграмме выбран таким, чтобы удовлетворялось равенство (33), то точка f действительно принадлежит кривой тепла.

Указанным способом может быть получено сколько угодно точек, принадлежащих кривой тепла.

При пользовании графическим методом отыскание теплосодержания по заданной температуре и обратно производится чисто механически, без всяких вспомогательных вычислений.

Глава II

ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ. ТЕОРЕТИЧЕСКИ НЕОБХОДИМОЕ ДЛЯ ГОРЕНИЯ КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА. КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

Процесс сгорания какого бы то ни было топлива заключается в том, что отдельные элементы топлива соединяются с кислородом воздуха, подводимого в топку в некоторых вполне определенных пропорциях, в результате чего образуются новые газообразные соединения, являющиеся носителями того тепла, которое выделяется при соответствующих химических реакциях и утилизируется в паровом котле.

Если топливо содержит C весовых процентов углерода, то для обеспечения полного сгорания его в углекислоту, что является идеалом топочного процесса, необходимо подвести в топку количество кислорода, определяемое из основной формулы реакции полного сгорания углерода

$$C + 2O = CO_2.$$

Сумма весовых частей элементов, участвующих в изображенной реакции, может быть представлена в виде

$$12 + (2 \cdot 16) = 44.$$

Отсюда следует, что если для полного сгорания 12 весовых частей углерода требуется химически соединить с ним 32 весовые части кислорода, то на каждую весовую часть надо $\frac{32}{12} = \frac{8}{3}$ весовых частей кислорода, а на $\frac{C}{100}$ кг, имеющихся в каждом килограмме топлива, — $\frac{8}{3}\frac{C}{100}$ кг кислорода.

Реакция сгорания водорода в воду имеет, как известно, вид

$$2H + O = H_2O,$$

или в весовых частях

$$2 \cdot 1 + 16 = 18;$$

отсюда следует, что для полного сгорания одной весовой части водорода надо ввести в топку $\frac{16}{2} = 8$ весовых частей, а для сгорания $\frac{H}{100}$ кг водорода $8\frac{H}{100}$ кг кислорода.

Наконец, реакция полного сгорания серы выражается уравнением

$$S + 2O = SO_2,$$

или

$$32 + 2 \cdot 16 = 64.$$

Таким образом, сера и кислород соединяются при полном сгорании в равных весовых количествах, и если сера содержится в топливе в количестве S%, то для ее сжигания необходимо обеспечить подвод к топливу кислорода в количестве $\frac{S}{100}$ кг на 1 кг топлива. Итак, количество кислорода, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, выражается в виде суммы

$$\frac{8}{3}\frac{C}{100} + \frac{8H}{100} + \frac{S}{100} = \frac{1}{100}\left(\frac{8}{3}C + 8H + S\right).$$

Если в составе самого топлива имеется некоторое количество кислорода O%, как это всегда и бывает в действительности, то этот кислород примет, конечно, участие в реакции горения, благодаря чему придется подводить в топку извне несколько меньшее его количество, а именно:

$$\frac{1}{100}\left(\frac{8}{3}C + 8H + S - O\right) \text{кг}.$$

Так как в действительности в топку вводится не чистый кислород, а воздух, в котором кислород составляет только 0,236 части по весу, то теоретически необходимое для сгорания количество воздуха будет равно

$$L_0 = \frac{1}{0{,}236} \cdot \frac{1}{100}\left(\frac{8}{3}C + 8H + S - O\right). \quad (34)$$

Что же произойдет, если воздух поступит в топку в количестве, меньшем теоретически необходимого? Рассмотрим этот вопрос применительно к сгоранию углерода, который является превалирующей в количественном отношении составной частью всякого топлива.

Если кислорода оказывается недостаточно для соединения с углеродом в пропорции в 2 атома на 1, то реакция протекает по схеме

$$C + O = CO,$$

т. е. при вдвое меньшем количестве кислорода; получаемое соединение (окись углерода) известно в просторечии под названием «угара». Выделяемое при этом количество тепла, как будет подробно указано ниже, гораздо меньше, чем при полном сгорании, что значительно понижает степень использования топлива.

Выражение (34) дает, как мы видели, теоретический минимум притока воздуха в предположении, что весь кислород, содержащийся как в самом топливе, так и в подводимом к нему воздухе, используется полностью для нужд горения. Между тем повседневные наблюдения при помощи

специальных приборов (газоанализаторов) показывают, что даже при незначительном притоке воздуха в топку в уходящих газах всегда имеется некоторое, иногда очень значительное, количество свободного неиспользованного кислорода. Происходит это оттого, что на практике никогда нельзя достичь вполне совершенного и достаточно быстрого перемешивания поступающего в топку внешнего воздуха с частицами топлива. Значительное влияние на полноту сгорания оказывает и температура, при понижении которой за известный предел четкость и быстрота реакции сгорания нарушаются и происходит выделение свободного углерода; а так как температура топочного пространства редко бывает равномерной, то и полное использование кислорода для нужд горения недостижимо. А раз нет и не может быть уверенности в идеальном и полном использовании кислорода, то во избежание значительной неполноты сгорания всегда приходится подводить к топливу воздух в количестве, большем теоретически необходимого, определяемого по формуле (34).

Называя действительное количество водуха, участвующего в процессе, через $L_в$, имеем соотношение

$$L_в = \alpha L_0,$$

где α — коэффициент избытка воздуха, который в большинстве случаев котельной практики больше единицы.

Чем отдельные частицы топлива мельче и удобоподвижнее друг относительно друга, чем слабее связь между ними, тем легче они перемешиваются в топке с воздухом, тем, следовательно, величина коэффициента α может быть взята ближе к единице.

В практике современных котельных установок выработаны следующие пределы колебаний α, соответствующие нормальному протеканию топочного процесса:

Для газообразных горючих . . . . . $\alpha = 1{,}10 — 1{,}20$
» жидкого топлива (сжигание в форсунке) . . $\alpha = 1{,}15 — 1{,}30$
» углей . . . . . $\alpha = 1{,}20 — 1{,}50$
» дров и торфа . . . . . $\alpha = 1{,}50 — 2{,}0$ и более[1]

Указать точно и определенно наивыгоднейшие значения α для разных сортов горючего не представляется возможным, так как помимо химических и физических свойств топлива величина эта зависит от целого ряда конструктивных и эксплуатационных факторов, характеризующих работу котла.

Укажем только, что от реализации чрезмерно больших значений коэффициента избытка воздуха приходится отказаться, так как необходимость нагревания этого воздуха за счет тепла, освобождающегося при реакции горения, приводит к значительному понижению температур то-

[1] В «шахтных» топках удается сжигать дрова и торф при $\alpha = 1{,}1 — 1{,}4$.

почного пространства и ухудшает протекание процесса. Таким образом, для каждого сорта топлива и режима работы должен существовать какой-то наивыгоднейший избыток воздуха, величина которого может быть выяснена только специальными опытами.

Ввиду чрезвычайной важности поставленного вопроса исследованию его будет отведено место в дальнейшем изложении, когда мы ознакомимся более подробно и обстоятельно с рабочим процессом паровозного котла.

В неразрывной связи с вопросом об избытке воздуха, обеспечивающем достаточно полное сгорание, находится вопрос о наивыгоднейшей толщине слоя топлива на решетке.

При установившемся режиме топки притекающий из зольника воздух, встречая на своем пути отдельные куски топлива, разделяется на массу отдельных струек, наружная оболочка которых соприкасается с раскаленным топливом, быстро науглероживается и переходит в углекислоту; при слишком толстом слое дальнейшее действие углерода на эту внешнюю оболочку вызывает реакцию восстановления

$$CO_2 + C = 2CO$$

и приводит к значительной неполноте сгорания. Что касается внутреннего ядра такой струйки, состоящего из кислорода и азота, то при недостаточной толщине слоя, состоящего из крупных кусков, этот кислород может выйти из слоя неиспользованным. В действительности каждая воздушная струйка претерпевает на своем пути через слой топлива целый ряд ударов и отклонений, что в значительной степени улучшает условия перемешивания.

Помимо высказанных общих соображений, необходимо заметить, что при тонком слое быстро образуются незаполненные промежутки между кусками топлива, через которые врывается в топку холодный воздух, понижающий температуру топочного пространства и вредно действующий на топочную решетку; ведение топки при тонком слое требует особенного внимания и навыка.

Как общее правило, можно рекомендовать держать слой на решетке тем тоньше, чем из более мелких отдельных кусков состоит топливо, так как при этом число отклонений воздушных струек будет больше.

С этой же точки зрения влияет на толщину слоя и скорость поступающего в топку воздуха, от которой зависит интенсивность ударов воздушных струй о куски топлива.

Чтобы заставить воздух притекать к топливу, а газы — двигаться по дымоходам, или, как говорят, чтобы создать тягу, надо устроить так, чтобы давление в конце дымохода (в дымовой коробке) было меньше давления окружающего воздуха (перед зольником). Для этой цели в стационарных котлах устраивается обычно дымовая труба, вызывающая

тягу благодаря разности весов холодного и нагретого воздуха внутри трубы.

В паровозах же габарит не позволяет ставить трубу достаточных размеров, и для получения весьма энергичной тяги, которая требуется при форсированной работе, прибегают к искусственной тяге. С этой целью струя пара, отработавшего в цилиндрах машины, выпускается с большой скоростью в дымовую коробку через особый насадок, называемый «конусом», и,увлекая с собой газы, выталкивает их в трубу; благодаря этому в дымовой коробке реализуется весьма значительное разрежение и создается непрерывный ток воздуха и газов. Получаемая описанным способом тяга в паровозах во много раз интенсивнее, чем в стационарных установках, и скорость воздуха в толще топлива настолько значительна, что приходится увеличивать толщину слоя, исходя из того соображения, что для соединения кислорода воздуха с элементами топлива нужно известное время.

Так как паровозу приходится работать в весьма изменчивых условиях в зависимости от различного профиля пути и веса составов, то и паровозный котел работает обычно с самыми разнообразными форсировками; а так как для каждого сорта топлива и форсировки существует, как увидим ниже, свой наивыгоднейший избыток воздуха, то в целях достижения более экономичной работы котла необходимо иметь возможность быстро в любой момент менять тягу в довольно широких пределах. Для этой цели прибегают к устройству конусов с переменным выходным сечением, которое можно увеличивать или уменьшать при помощи механического привода. При уменьшении сечения («подтягивание» конуса) увеличивается скорость пара, вылетающего из конуса, а следовательно, и величина разрежения в дымовой коробке, за счет чего возрастает тот напор, под которым воздух поступает из зольника в топочную камеру, а также и количество его; все это ведет к увеличению коэффициента избытка α. При увеличении сечения конуса происходит обратное явление. В особенности важно иметь переменный конус при угольном отоплении, когда находящийся на колосниках слой топлива представляет в зависимости от толщины его большее или меньшее сопротивление притоку воздуха из зольника и требует, следовательно, переменной тяги: более сильной непосредственно после загрузки свежего угля и относительно слабой при прогорании и оседании слоя.

При правильном ведении паровозной топки рекомендуется держать толщину угольного слоя на колосниках от 75 до 250 мм.

Обеспечивая вполне достаточную тягу в котле для реализации самых высоких форсировок, которые могут потребоваться в условиях поездной работы, и устанавливая автоматическую связь между работой котла и паровой машины, пароструйная тяга (конус) обладает одним неприятным свойством — она дает не равномерную, а прерывистую пульсирующую тягу в котле в зависимости от чередования выхлопов пара из паровых

цилиндров. Эта пульсация создает чередующиеся пики и понижения скорости движения газов по дымоходам и притока возуха в топку, что в свою очередь способствует увеличению уноса несгоревших угольков из слоя и нарушает правильность протекания процесса сгорания. Эти недостатки отсутствуют при вентиляторной тяге, осуществляемой при помощи турбовентилятора, установленного в дымовой коробке вблизи устья дымовой трубы в особом кожухе, имеющем форму улитки. Паровая дымососная турбина приводится в движение выхлопным паром.

Такое дымососное устройство, получившее в СССР широкое применение, показало свои несомненные преимущества по сравнению с конусной установкой: оно обеспечивает равномерную тягу, несколько повышает химическую полноту сгорания и резко снижает унос несгоревших частиц топлива в дымовую трубу.

Глава III

АНАЛИЗ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ОКИСИ УГЛЕРОДА, СОДЕРЖАЩЕЙСЯ В ПРОДУКТАХ СГОРАНИЯ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОЖИДАЕМОГО СОСТАВА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ В ПРОЕКТИРУЕМОМ ПАРОВОЗНОМ КОТЛЕ

Рассмотрев в предыдущей главе влияние количества подводимого к топливу воздуха на полноту сгорания и указав те значения коэффициента избытка воздуха, которые выработаны практикой для различных сортов топлива, мы вправе задать вопрос: каким же путем может быть определен из опыта действительный расход воздуха или, вернее, коэффициент избытка воздуха?

Метод определения этой величины основан на данных о составе топочных газов, которые мы можем всегда получить опытным путем при помощи таких же точно анализаторов, какие применяются и при исследовании стационарных котлов.

Пусть анализом забранной пробы газов обнаружено в 100 объемных частях содержание CO_2 объемных частей углекислоты, CO объемных частей окиси углерода, O объемных частей свободного кислорода и N_2 объемных частей азота.

Если V_0 — объем воздуха, теоретически необходимый для полного сжигания 1 кг топлива, а α — коэффициент избытка воздуха, то объемное количество азота, вводимое в топку, должно быть равно, очевидно,

$$N_2 = 0{,}79\, V_0 \alpha \qquad (35)$$

(считая на 1 кг топлива); так как азот не принимает, как известно, никакого участия в процессе горения, то это же его количество перейдет целиком и в продукты сгорания.

Что касается кислорода, вводимого в топку в количестве

$$0{,}21\,V_0\alpha, \tag{36}$$

то для нужд горения его должно расходоваться $0{,}21\,V_0$, если горение полное; если же, как в нашем общем случае, часть углерода топлива сгорает не в углекислоту, а в окись углерода, то расход кислорода на горение уменьшается в зависимости от содержания в одном объеме окиси углерода только половины объема кислорода; таким образом, на CO объемов окиси углерода, обнаруженных анализом в продуктах сгорания, «экономия» кислорода составит $\frac{CO}{2}$, и израсходованным на сжигание топлива окажется количество кислорода, равное

$$0{,}21\,V_0 - \frac{CO}{2}. \tag{37}$$

Избыток же кислорода в продуктах сгорания определится, очевидно, как разность выражений (36) и (37)

$$O_2 = 0{,}21\,V_0\alpha - \left(0{,}21\,V_0 - \frac{CO}{2}\right),$$

откуда

$$O_2 - \frac{CO}{2} = 0{,}21\,V_0\,(\alpha - 1). \tag{38}$$

Разделив почленно выражение (35) на (38), получим

$$\frac{N_2}{O_2 - \frac{CO}{2}} = \frac{0{,}79\,V_0\alpha}{0{,}21\,V_0\,(\alpha - 1)};$$

решая это уравнение относительно α, получаем

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3{,}76\,\frac{O_2 - \frac{CO}{2}}{N_2}}. \tag{39}$$

Второй вполне точный и общий способ определения коэффициента избытка воздуха основан на данных химического анализа топлива и объемного анализа газов и заключается в следующем: реакция полного сгорания углекислоты имеет вид

$$C + 2O = CO_2,$$

или в атомных весах

$$12 + 32 = 44,$$

откуда находим, что в данном объеме углекислоты углерод составляет по весу $^{12}/_{44} = {}^{3}/_{11}$. Так как 1 м³ углекислоты весит 1,965 кг, то вес углерода в этом объеме равен

$$\frac{3}{11}\,1{,}965 \approx 0{,}54 \text{ кг}.$$

Если анализом обнаружено содержание углекислоты в продуктах сгорания в количестве CO_2 объемных процентов, то вес углерода в 1 м³ топочных газов равен $0{,}54\frac{CO_2}{100}$ кг.

При неполном сгорании углерода имеем

$$C + O = CO,$$

$$12 + 16 = 28,$$

а так как 1 м³ окиси углерода весит 1,251 кг, то вес заключающегося в этом объеме углерода составит

$$\frac{12}{28}1{,}251 = 0{,}54 \text{ кг}.$$

При содержании в 1 м³ топочных газов CO объемных частей окиси углерода углерод весит $0{,}54\frac{CO}{100}$ кг.

На основании сказанного находим, что в продуктах сгорания 1 кг топлива содержится:

$$\frac{C}{0{,}54\,(CO_2 + CO)}\frac{CO_2}{100} \text{ м}^3 \text{ углекислоты},$$

$$\frac{C}{0{,}54\,(CO_2 + CO)}\frac{CO}{100} \text{ м}^3 \text{ окиси углерода},$$

$$\frac{C}{0{,}54\,(CO_2 + CO)}\frac{O_2}{100} \text{ м}^3 \text{ кислорода}.$$

Количество водяных паров, образовавшихся при сжигании 1 кг топлива, содержащего $\frac{H}{100}$ кг водорода, равно согласно предыдущему $\frac{9H}{100}$ кг, или $\frac{9H}{100 \cdot 0{,}814}$ м², так как 1 м³ водяного пара весит 0,814 кг. В предыдущем выражении правильнее было бы вместо H поставить $\left(H - \frac{O}{8}\right)$ по причинам, изложенным ниже, в главе о теплопроизводительности топлива, но ввиду незначительной разницы этих величин для большинства видов топлива (кроме дров) мы этого не делаем.

Перейдем теперь к определению количества воздуха, участвующего в процессе горения при сформулированных нами условиях: одному объему углекислоты соответствует также один объем кислорода; поэтому объем кислорода, послуживший для полного сжигания углерода топлива, будет

$$\frac{C}{0{,}54\,(CO_2 + CO)}\frac{CO_2}{100} \text{ м}^3;$$

в объеме же окиси углерода заключается только половина объема кислорода, т. е.

$$\frac{1}{2}\frac{C}{0{,}54\,(CO_2 + CO)}\frac{CO}{100} \text{ м}^3;$$

то же самое замечание применимо и к сгоранию водорода; поэтому соответствующий объем кислорода

$$\frac{1}{2}\frac{9H}{100\cdot 0{,}814}\ м^3;$$

общая же сумма израсходованного в процессе сгорания 1 кг топлива кислорода составит:

$$\alpha V_0^{кис} = \left\{\frac{C}{0{,}54\,(CO_2+CO)}\left[\frac{CO_2}{100}+\frac{1}{2}\frac{CO}{100}+\frac{O_2}{100}\right]+\frac{1}{2}\frac{9H}{100\cdot 0{,}814}\right\} м^3$$

или в килограммах

$$\alpha L_0^{кис} = 1{,}429\, V_0^{кис}.$$

Количество же кислорода, расходуемое при теоретически необходимом притоке воздуха, было нами определено выше и представлено выражением (34)

$$L_0^{кис} = \frac{1}{100}\left(\frac{8}{3}C + 8H + S - O\right).$$

Деля почленно друг на друга два последних уравнения, получаем

$$\alpha = \frac{1{,}429\left[\frac{C\left(CO_2+\frac{1}{2}CO+O_2\right)}{0{,}54\,(CO_2+CO)}+5{,}53H\right]}{\frac{8}{3}C+8H+S-O}. \qquad (40)$$

В предыдущем изложении нам уже приходилось неоднократно констатировать факт всегда возможной в топочном процессе химической неполноты горения, обусловливающей присутствие в продуктах сгорания окиси углерода. Достичь на практике химически полного сгорания углерода удается далеко не всегда и не при всяких условиях. Экспериментальное исследование процесса горения показывает, что чем сильнее (начиная с известного предела) форсировка котла, т. е. чем большее количество топлива сжигается в топке за определенный промежуток времени, тем большее количество окиси углерода обнаруживается в уходящих газах. Что касается, в частности, паровозного котла, то ему приходится почти все время своей службы работать с полным напряжением всех его частей, так как в силу эксплуатационно-экономических соображений от него стараются взять все, что он может дать. Поэтому, условия работы паровозной топки способствуют значительно большей неполноте сгорания, чем обычно наблюдается в стационарных котельных установках.

Величина CO, весьма характерная для процесса работы топки и необходимая для точного учета соответствующей тепловой потери от неполного сгорания, может быть определена, как указывалось выше, в газоанализаторе, причем в качестве химического реактива, поглощающего окись углерода, применяется обычно аммиачный раствор полухлористой меди. Надо, однако, заметить, что этот реактив, точно так же как и

другие, употребляемые для определения количества окиси углерода, действует крайне несовершенно, поглощение идет очень медленно, да и то только при совершенно свежем растворе и при небольших количествах CO в газах; но даже и при соблюдении этих условий никогда не может быть полной уверенности в том, что действительно все количество окиси углерода поглощено при анализе.

Таким образом, пользоваться в целях исследования процесса горения данными заведомо неточного анализа на CO не рекомендуется, а гораздо надежнее определять процент содержания этого газа расчетным путем, основываясь на следующих соображениях. Для объемного количества кислорода, расходуемого на сжигание 1 кг топлива, имеем выражение

$$\frac{C}{0{,}54\,(CO_2+CO)}\left(CO_2+\frac{CO}{2}+O_2\right)+\frac{9\left(H-\frac{O}{8}\right)}{2\cdot 0{,}814}=$$

$$=\frac{C}{0{,}54\,(CO_2+CO)}\left[CO_2+\frac{CO}{2}+O_2+\frac{3\left(H-\frac{O}{8}\right)(CO_2+CO)}{C}\right]. \qquad (41)$$

Величина $\frac{C}{0{,}54\,(CO_2+CO)}$, вынесенная за скобки, выражает не что иное, как объем в кубических метрах сухих продуктов сгорания 1 кг топлива. Действительно, $0{,}54\,(CO_2+CO)$ есть, как мы видели выше, вес углерода в 1 м³ продуктов сгорания (если CO_2 и CO выражены не в процентах, а в объемных долях); C есть вес углерода в 1 кг топлива; следовательно, частное от деления C на $0{,}54\,(CO_2+CO)$ представляет собой объем газов.

Приняв это к сведению, мы выводим, что в уравнении (41) выражение, заключенное в квадратные скобки, есть объем кислорода, пошедшего на образование 1 м³ газов. Определяя по этому объему соответствующий объем азота, введенного в топку и перешедшего целиком в продукты сгорания, имеем

$$N_2=\frac{79}{21}\left(CO_2+\frac{CO}{2}+O_2+\frac{3\left(H-\frac{O}{8}\right)(CO_2+CO)}{C}\right);$$

процентный состав продуктов сгорания выражается уравнением

$$100=CO_2+CO+O_2+N_2,$$

или

$$100=CO_2+CO+O_2+\frac{79}{21}\left[CO_2+\frac{CO}{2}+O_2+\frac{3\left(H-\frac{O}{8}\right)(CO_2+CO)}{C}\right],$$

откуда, приводя уравнение к общему знаменателю и деля обе части на 100, получаем

$$21=CO_2+O_2+0{,}605\,CO+0{,}79\cdot 3\left(H-\frac{O}{8}\right)\frac{CO_2+CO}{C};$$

$$CO_2+O_2=21-\frac{2{,}37\left(H-\frac{O}{8}\right)}{C}(CO_2+CO)-0{,}605\,CO=$$

$$=21-\beta_0\,(CO_2+CO)-0{,}605\,CO,$$

где

$$\beta_0 = \frac{2{,}37\left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8}\right)}{\text{C}};$$

наконец, определяя CO, находим

$$\text{CO} = \frac{21 - \beta_0 \text{CO}_2 - (\text{CO}_2 + \text{O}_2)}{0{,}605 + \beta_0}. \qquad (42)$$

Таким образом, имея надежные данные анализа газов на углекислоту и свободный кислород и зная химический состав топлива, можно вполне точно определить и содержание в газах окиси углерода.

Единственное принципиальное возражение, которое можно сделать против изложенного метода, заключается в следующем: во всех предыдущих выводах мы предполагали совершенное сгорание углерода, т. е. без образования сажи, представляющей собой, как известно, аморфный углерод, выделяющийся при понижении топочной температуры за известный предел и оседающий на стенках дымоходов или уносимый с дымом в трубу.

Не отрицая принципиальной правильности высказанного соображения, можно лишь возразить, что при нормальных условиях работы топки процентное содержание сажи в дыме ничтожно мало, как это твердо установлено многочисленными специальными опытами; появление же больших количеств сажи указывает или на слишком неудачную конструкцию топки или на полную неопытность кочегара и представляет во всяком случае аномалию топочного процесса. Между тем присутствие окиси углерода в продуктах сгорания наблюдается почти всегда, и с точки зрения достижения наивыгоднейших условий работы всей котельной установки в целом даже излишне, как увидим ниже, стремиться к абсолютно полному сгоранию, особенно в паровозах со свойственной им форсированной работой и высокой температурой уходящих газов. Отсюда вытекает, что для нас существенно важно уметь в каждом данном случае возможно более точно определить неполноту сгорания, на величину которой при нормальных условиях работы образование сажи почти не оказывает влияния.

Выше для иллюстрации практического применения уравнения тепла мы пользовались данными одной из опытных поездок с паровозом серии H^{B}.

Содержание CO в условиях этой поездки анализом не определялось.

Для подсчета содержания CO по формуле (42) имеем для этого случая

$$\beta_0 = 2{,}37\,\frac{12{,}4 - \frac{1{,}2}{8}}{86{,}4} = 0{,}336$$

и

$$\text{CO} = \frac{21 - 0{,}336 \cdot 12{,}56 - (12{,}56 + 3{,}04)}{0{,}605 + 0{,}336} = 1{,}26\,\%.$$

Состав продуктов сгорания получается окончательно таким:

$$CO_2 = 12{,}56\,\%; \quad O_2 = 3{,}04\,\%;$$
$$CO = 1{,}26\,\%; \quad N_2 = 83{,}14\,\%;$$

Коэффициент избытка воздуха по формуле (39):

$$\alpha = \frac{1}{1-3{,}76\,\frac{3{,}04-0{,}63}{83{,}14}} = 1{,}122.$$

Теоретически необходимый приток воздуха в килограммах для сжигания 1 кг нефтяных остатков состава: $86{,}4\,C + 12{,}4\,H + 1{,}2\,O$, которыми отапливался опытный паровоз, подсчитываем по формуле (34)

$$L_0 = \frac{1}{23{,}6}\left(\frac{8}{3}\,86{,}4 + 8 \cdot 12{,}4 - 1{,}2\right) = 13{,}9 \text{ кг},$$

а действительный расход

$$L_в = 13{,}9 \cdot 1{,}122 = 15{,}6 \text{ кг}.$$

В целях более полного и наглядного ознакомления с характером зависимости, существующей между избытком воздуха и составом продуктов горения, на фиг. 2, 3, 4 и 5 представлены графики для антрацита нефти, дров и донецких углей.

На графиках 2, 3 и 5, кроме «теоретических» кривых содержания кислорода при полном горении, нанесены также кривые изменения O_2 и CO при неполном горении: для нефти — на основании многочисленных опытов с целым рядом пассажирских и товарных паровозов, для антрацита — из опытов с паровозом серии $Е^Ф$, а для донецких углей — из опытов с паровозом ФД.

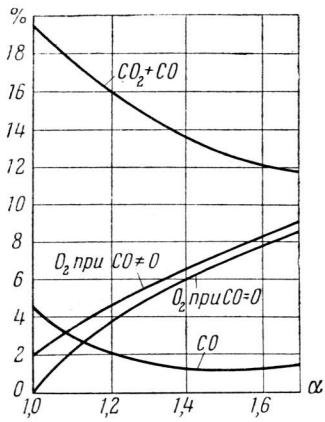
При проектировании вновь строящихся паровозов бывает необходимо наметить вероятный ожидаемый состав продуктов сгорания для возможности составления теплового баланса котла и проверки величины его коэффициента полезного действия. Для этой цели служат уже выведенные нами ранее уравнения

$$\alpha = \frac{1}{1-3{,}76\,\frac{O_2 - 0{,}5\,CO}{N_2}}; \tag{43}$$

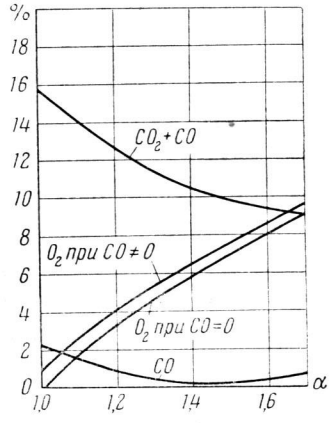
$$CO = \frac{21 - \beta_0\,CO_2 - (CO_2 + O_2)}{0{,}605 + \beta_0}, \tag{44}$$

$$100 = CO_2 + CO + O_2 + N_2. \tag{45}$$

Неизвестными в этих уравнениях являются величины α, CO, CO_2, O_2, N_2, величина же химической характеристики β_0 определяется по заранее известному химическому составу топлива, как было указано выше. Для

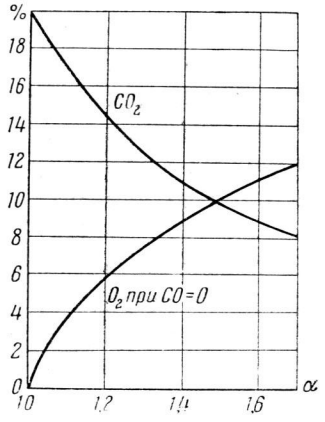


Фиг. 2. Процентный состав продуктов сгорания при сжигании антрацита.

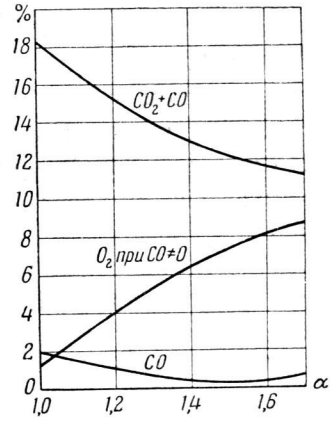


Фиг. 3. Процентный состав продуктов сгорания при сжигании нефти.

возможности решения приведенных трех уравнений необходимо задаться двумя из пяти неизвестных величин. Наиболее удобно задаться величинами α и CO. В самом деле, выше мы видели, что при нормальной работе



Фиг. 4. Процентный состав продуктов сгорания при сжигании дров.



Фиг. 5. Процентный состав продуктов сгорания при сжигании донецких углей.

топки каждому сорту топлива соответствует определенная, выработанная практикой величина α. Величина же CO в правильно сконструированной и эксплуатируемой паровозной топке может быть принята от 1 до 1,5%.

Решая при этих условиях предыдущую систему уравнений, находим все компоненты газового состава.

В общем случае имеем

$$CO_2 = \frac{79 - [(4{,}76\,\alpha - 1)\,\beta_0 + 3{,}76\,\alpha + 0{,}395]\,CO}{(4{,}76\,\alpha - 1)(1 + \beta_0) - (\alpha - 1)}; \tag{46}$$

$$O_2 = \frac{(79 + 100\,\beta_0)(\alpha - 1) + [(1{,}485 + 1{,}88\,\beta_0)\,\alpha + 0{,}395]\,CO}{(4{,}76\,\alpha - 1)(1 + \beta_0) - (\alpha - 1)}. \tag{47}$$

При полном сгорании ($CO = 0$):

$$CO_2 = \frac{79}{(4{,}76\,\alpha - 1)(1 + \beta_0) - (\alpha - 1)}; \tag{48}$$

$$O_2 = \frac{(79 + 100\,\beta_0)(\alpha - 1)}{(4{,}76\,\alpha - 1)(1 + \beta_0) - (\alpha - 1)}. \tag{49}$$

Глава IV

ТЕПЛОТВОРНАЯ СПОСОБНОСТЬ ТОПЛИВА И МЕТОДЫ ЕЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Составив себе достаточно ясное представление о процессе горения топлива на колосниковой решетке, перейдем к весьма существенному вопросу об определении того количества тепла, которое освобождается в топке при реакции горения и является с точки зрения рабочего процесса котла р а с п о л а г а е м ы м т е п л о м.

Это располагаемое тепло принято выражать в калориях на 1 кг сожженного топлива; этой величине присвоен общий термин т е п л о п р о и з в о д и т е л ь н о с т и, или т е п л о т в о р н о й способности топлива — при полном сгорании всех химических элементов, входящих в его состав.

Тепловая энергия процесса горения расходуется частью на перевод топлива из твердого (уголь, дрова, торф) или жидкого (нефть) состояния в газообразное (продукты сгорания), т. е. на преодоление внутренних сил сцепления между частицами топлива, или, как говорят, н а д и с г р е г а ц и ю частиц (подразумевая под этим термином вообще изменение молекулярного строения тела); часть тепловой энергии затрачивается на испарение механически примешанной к топливу воды; часть передается лучеиспусканием стенкам топочной камеры, остальное же тепло (бóльшая часть) идет на нагревание газов сгорания до температуры горения.

Теплотворную способность как отдельных элементов, так и различных их соединений определяют обычно опытным путем, сжигая некоторое точно взвешенное количество испытуемого топлива в герметически закрытом сосуде-бомбе, окруженном со всех сторон водой. Количество тепла,

воспринятое водой калориметра (для подсчета которого необходимо знать вес воды и температуру ее до и после сжигания), разделенное на вес образца топлива, и дает теплотворную способность в калориях. При таком способе количество тепловой энергии, затрачиваемое на изменение молекулярного строения сжигаемого вещества, очевидно, не регистрируется. Надо сказать, что учет этой части тепловой энергии представляет в большинстве случаев лишь теоретический интерес; что же касается исследования тепловой работы котельной установки, то здесь нам необходимо знать именно ту практическую величину теплопроизводительности K, которая получена для данного топлива калориметрическим методом, так как очевидно, что работа дисгрегации не зависит от того, где мы сжигаем наше топливо — в калориметрической бомбе или в топке паровозного котла.

В табл. 1 приведены полученные опытным путем величины теплопроизводительности для химических элементов топлива.

Таблица 1

Горючий элемент	Продукт сгорания	Теплопроизводительность, ккал/кг
Водород H	H_2O	34 600
Углерод C	CO_2	8 100
Окись углерода CO	CO_2	2 430
Сера S	SO_2	2 240

Пусть теперь мы имеем какое-нибудь более сложное химическое соединение, например этилен, химическая формула которого имеет вид C_2H_4. Весовой состав этого газа таков:

$2 \cdot 12 = 24$	части углерода
$4 \cdot 1 = 4$	» водорода
Итого 28	

т. е. углерода в 1 кг этилена $\frac{24}{28} = \frac{6}{7}$ кг и водорода $\frac{4}{28} = \frac{1}{7}$ кг.

На основании выясненного таким путем весового состава этилена и принимая во внимание данные табл. 1, можно написать выражение для теплотворной способности этого газа:

$$K = \frac{6}{7} 8100 + \frac{1}{7} 34\,600 = 11\,886 \text{ ккал},$$

тогда как непосредственным опытом получена цифра 11 857 ккал, почти в точности совпадающая с расчетной.

Казалось бы, что на основании данных табл. 1, составляя уравнение

$$K = 8100\,\mathrm{C} + 34\,600\,\mathrm{H} + 2240\,\mathrm{S}, \qquad (50)$$

чрезвычайно легко подсчитать теплопроизводительность любого топлива, поскольку нам известно весовое содержание в нем элементов C, H и S.

На самом же деле вопрос значительно усложняется в силу следующих причин. В состав большинства применяемых в технике топлив входит кроме перечисленных горючих элементов, некоторое количество кислорода. Если бы этот кислород находился в топливе в свободном состоянии, то выражение (50) было бы приблизительно справедливым (если пренебречь упомянутой выше затратой некоторой части тепла на дисгрегацию молекул); в действительности же кислород топлива всегда бывает связан или с водородом или с углеродом, ввиду чего эта связанная часть того или иного горючего элемента не принимает участия в процессе горения и не может выделить никакого тепла.

Таким образом, оперируя с формулой (50), мы всегда будем получать заведомо преувеличенные цифры теплотворной способности, причем это искажение должно быть тем больше, чем богаче данное топливо кислородом.

Так, для бакинской нефти, характеризуемой цифрами

$$C = 86{,}3\%;\ H = 13{,}6\%;\ O = 0{,}1\%,\ K = 11\,460 \text{ ккал},$$

по формуле (50)

$$K_1 = 8\,100 \cdot 0{,}863 + 34\,600 \cdot 0{,}136 = 11\,690 \text{ ккал},$$

что разнится от действительной величины K на

$$\Delta = \frac{11\,690 - 11\,460}{11\,460} 100 = 2{,}0\%.$$

Для сухого каменного угля

$$C = 73{,}2\%,\ H = 4{,}8\%;\ O = 11{,}0\%;\ K = 7\,000 \text{ ккал};$$

$$K_1 = 8\,100 \cdot 0{,}732 + 34\,600 \cdot 0{,}048 = 7\,590 \text{ ккал};$$

$$\Delta = 8{,}4\%.$$

Для бурого угля

$$C = 56{,}8\%;\ H = 4{,}2\%;\ O = 22{,}0\%;\ K = 5\,280 \text{ ккал};$$

$$K_1 = 8\,100 \cdot 0{,}568 + 34\,600 \cdot 0{,}042 = 6\,054 \text{ ккал};$$

$$\Delta = 14{,}6\%.$$

Таким образом, пользоваться формулой (50) для подсчета теплопроизводительности топлива при содержании в нем кислорода в количестве свыше 1% уже недопустимо. Не желая в то же время отказываться от чрезвычайно ценного и практически удобного способа определения K по теоретической формуле, за неимением во многих случаях точных опытных данных, попробуем уточнить формулу (50), приняв во внимание несвободное состояние кислорода в топливе.

В большинстве случаев у нас нет никаких твердых оснований для суждения о том, с какими элементами связан кислород топлива; между тем вопрос этот имеет существенно важное значение для более точного определения вероятного количества выделяемого топливом тепла.

Для доказательства рассмотрим в самом общем виде для топлива, содержащего С весовых долей углерода, Н — водорода и О — кислорода, два варианта его внутреннего молекулярного строения.

1. Кислород топлива соединен с углеродом в пропорции углекислоты

$$C + 2O = CO_2$$

или в весовом отношении

$$12 + 32 = 44.$$

Если 32 весовые части кислорода связывают 12 весовых частей углерода, то О весовых частей (килограммов) кислорода, которые входят в состав нашего топлива, удержат в связанном состоянии

$$\frac{12}{32}O = \frac{3}{8}O \text{ весовых частей углерода.}$$

Эти $\frac{3}{8}$ О кг углерода, как уже образовавшие углекислоту внутри самого топлива, никакого участия в процессе горения, очевидно, не примут, а потому и не смогут выделить того тепла, которое соответствует их горению. Это количество недовыделенного топливом в рассматриваемом случае тепла выразится величиной

$$\frac{3}{8}O\,8100 \text{ ккал} = 4040\,O \text{ ккал.}$$

2. Кислород топлива соединен с водородом в пропорции воды:

$$H_2 + O = H_2O, \text{ или } 2 + 16 = 18.$$

Отсюда, по аналогии с предыдущим, О кг кислорода будет связывать $\frac{2}{16}O = \frac{1}{8}O$ кг водорода, и явная теплотворная способность нашего топлива будет меньше определяемой по формуле (50) на величину

$$\frac{1}{8}O\,34\,600 \text{ ккал} = 4325\,O \text{ ккал.}$$

Таким образом, мы видим, что это второе предположение относительно молекулярного строения топлива дает более значительное уменьшение его теплотворной способности; а так как, с другой стороны, при всякого рода практических расчетах всегда лучше иметь некоторый расчетный запас в смысле недооценки благоприятствующих работе факторов, а не переоценки их, то этот второй вариант подсчета теплотворной способности горючего более приемлем для практических целей.

Новый более точный вид формулы (50) будет таков:

$$K_0 = 8100\,C + 34\,600\left(H - \frac{O}{8}\right) + 2240\,S. \qquad (51)$$

Уравнение (51), точно так же как и способ вычисления K для различных соединений, выражаемых той или иной химической формулой, при помощи цифровых данных табл. 1 надо рассматривать лишь как приближение к истине, точность которого будет неодинакова для различных соединений ввиду неодинаковой тепловой работы, затрачиваемой на дисгрегацию молекул.

Весьма наглядным подтверждением высказанного взгляда является следующий пример. Выше мы определили подсчетом величину теплотворной способности для газообразного этилена — C_2H_4, найдя ее равной 11 886 ккал, т. е. только на 0,2% больше действительной. Для жидкого этилена, выражаемого формулой C_8H_{16}, т. е. того же весового состава, но более сложного молекулярного строения, расчетное K_0 получится то же, что и для этилена, действительная же величина теплопроизводительности, определяемая в бомбе, оказывается равной 11 490 ккал, т. е. на 3,3% меньше теоретической. Для твердого ацетона $C_{16}H_{32}$ опытное K_0 равно 11 055 ккал — на 7% меньше расчетной величины.

Возвращаясь к твердому и жидкому топливу, применяемому в котельных установках и, в частности, на паровозах, необходимо заметить, что формула (51) дает наиболее близкие к действительности результаты для различных сортов каменных углей, с точностью до 2%; в несколько худшей степени — для нефти; для дровяного же топлива она совершенно непригодна, давая расхождение с действительностью до 10%.

Выше мы видели, что при сгорании топлива в топочных газах всегда содержится водяной пар как продукт сгорания водорода ($2H + O = H_2O$) и как результат почти мгновенного испарения при высокой топочной температуре той влаги, которая была механически примешана к топливу (например, в сырых дровах — до 50% и более).

При лабораторной обстановке опыт определения теплотворной способности, когда продукты сгорания образца испытуемого топлива охлаждаются до температуры воды калориметра, водяные пары конденсируются в воду, выделяя целиком все то тепло, которое было затрачено на их образование. То же самое условие предполагалось нами и при составлении формулы (51). Получающаяся при опытах сжигания в калориметрической бомбе и при аналитических подсчетах по формуле (51) величина K_0 называется высшим пределом теплотворной способности, или теплотворной способности при полном охлаждении.

Теперь посмотрим, что же произойдет при сжигании топлива в котельной топке.

Ввиду того, что температура уходящих из котла газов сгорания всегда значительно выше точки кипения воды (в паровозах — от 250 до 500°), водяной пар, входящий в состав продуктов горения, не может сконденсироваться в пределах котла, а следовательно, все то тепло, которое было затрачено на его образование, не может быть утилизировано и бесполезно уносится в дымовую трубу. Эта часть тепла всегда является, таким

образом, неизбежной потерей, и использование в практической обстановке работы парового котла всей теплоты топлива в количестве K_0 ккал является даже теоретически недостижимым идеалом; в самом деле, лучшее, на что мы можем рассчитывать в смысле теплоиспользования газового потока, — это охлаждение его до температуры котловой воды, за счет испарения которой и происходит его охлаждение. Такое охлаждение было бы достигнуто при бесконечно большой интенсивности теплопередачи от газов котловой воде, что представляло бы теоретический идеал теплоиспользования газового потока, а эта температура (при давлении в котле, всегда значительно большем атмосферного) все-таки выше температуры конденсации водяных паров в газовом потоке, где давление близко к атмосферному.

Итак, для практических целей исследования работы котельной установки величина K_0 не представляет большого интереса; гораздо важнее в этом случае знать н и з ш и й п р е д е л теплопроизводительности

$$K = K_0 - \lambda W_0,$$

где W_0 — все весовое количество водяных паров, входящих в состав продуктов горения 1 кг топлива;

λ — теплосодержание 1 кг пара.

Величина λ может быть взята непосредственно по термодинамическим таблицам для насыщенного водяного пара при атмосферном давлении и равна 640 ккал; величина W_0 состоит, как было уже указано, из двух слагаемых: веса водяных паров, полученных при сгорании водорода топлива, и весового содержания влаги в самом топливе в количестве W.

Из формулы сгорания водорода

$$2H + O = H_2O$$

имеем

$$2 + 16 = 18;$$

если 2 кг водорода дают 18 кг водяных паров, то H кг его образуют $\frac{18}{2}\,H = 9H$ кг пара. После этого получаем

$$K = K_0 - 640\,(9\,H + W). \tag{52}$$

Ввиду того, что формулы (50) и (51) являются лишь приближенными, вполне допустимо в формуле (52) заменить H через $\left(H - \frac{O}{8}\right)$, что приводит уравнение к значительно более простому виду:

$$K = 8100\,C + 34\,600\left(H - \frac{O}{8}\right) + 2240\,S - 640 \cdot 9\left(H - \frac{O}{8}\right) -$$

$$- 640\,W = 8100\,C + 28\,840\left(H - \frac{O}{8}\right) + 2240\,S - 640\,W,$$

или, округляя коэффициенты,

$$K = 8100\,C + 29\,000\left(H - \frac{O}{8}\right) + 2500\,S - 600\,W. \tag{53}$$

Это и есть окончательный вид формулы для определения низшего предела теплопроизводительности горючих. Кроме этой формулы существует много других, аналогично построенных и отличающихся главным образом величиной числовых коэффициентов.

Наиболее удобными из них являются формулы Менделеева, опирающиеся на громадный опытный материал и тщательно проверенные:

$$K_0 = 8100\,\mathrm{C} + 30\,000\,\mathrm{H} - 2600\,(\mathrm{O} - \mathrm{S});$$

$$K = 8100\,\mathrm{C} + 24\,600\,\mathrm{H} - 2600\,(\mathrm{O} - \mathrm{S}) - 600\,W. \qquad (54)$$

Степень точности подсчетов по обеим формулам для различных горючих показана в табл 2.

Таблица 2

Топливо	Химический состав, %					Низшая теплопроизводительность K, ккал			Отклонение K от опытного, %		Теоретический расход кислорода $L_0^{\text{кис}}$, кг	$\frac{K}{L_0^{\text{кис}}}$
	C	H	O	S	W	из опыта	по формуле (51)	по формуле Менделеева	по формуле (51)	по формуле Менделеева		
Нефть легкая бакинская	86,3	13,6	0,1	0	0	10 730	10 920	10 333	+1,7	—3,7	3,39	3162
Мазут	86,0	12,0	1,65	0	0	9 870	10 388	9 876	+5,3	0	3,23	3056
Антрацит грушевский	89,9	1,25	0,8	1,0	4,2	7 560	7 610	7 570	+0,7	+0,1	2,50	3024
Каменный уголь .	73,2	4,8	11,0	0,8	6,0	6 700	6 866	6 788	+2,5	+1,3	2,23	3004
Бурый уголь . .	56,8	4,2	22,0	—	8,0	5 010	4 964	5 014	—0,9	0	1,77	2825
Торф	40,7	4,3	23,6	0	25,0	3 580	3 581	3 591	—1,4	+0,3	1,19	3009
Дрова	30,0	3,6	25,8	0	40,0	2 400	2 295	2 356	—4,4	—1,8	0,83	2892

Совершенно особняком от описанных методов определения величины K стоит метод аналитического подсчета, основанный на правиле Вельтера, согласно которому отношение полного количества тепла, которое могло бы выделить при сгорании данное тело при отсутствии каких бы то ни было затрат тепла на изменение его молекулярного строения, к теоретическому расходу кислорода, потребного для полного сгорания, есть величина постоянная, т. е.

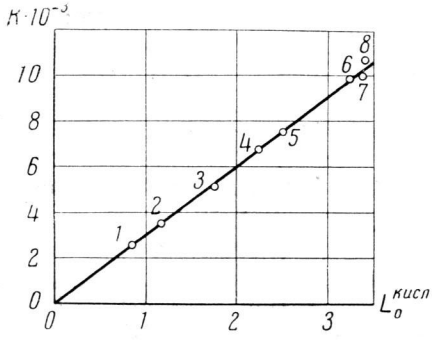
$$\frac{K_0}{L_0^{\text{кис}}} = \text{const}.$$

Предполагая, что расход тепловой энергии на перегруппировку атомов и на перевод тела из твердого или жидкого состояния в газообразное колеблется для большинства горючих сравнительно мало, можно условно распространить правило Вельтера и на величины K.

Значение $L_0^{\text{кис}}$ мы уже получили раньше:

$$L_0^{\text{кис}} = \frac{8}{3}\text{C} + 8\text{H} + \text{S} - \text{O}.$$

В той же табл. 2 приведены для различного топлива величины K и $L_0^{\text{кис}}$, подсчитанные по данным химического анализа, а также и величины отношений $\frac{K}{L_0^{\text{кис}}}$.



Фиг. 6. Теплотворная способность различных топлив:

1 — дрова; *2* — торф; *3* — бурый уголь; *4* — каменный уголь; *5* — антрацит; *6*, *7* и *8* — нефть.

На фиг. 6 нанесены, результаты этих подсчетов в виде отдельных точек. Нанесенная на графике прямая определяется уравнением

$$K = 3020\, L_0^{\text{кис}}.$$

Среднее отклонение точек от прямой составляет всего около 1—2%, а наибольшее (для бурого угля) равно 6%. Подставляя в предыдущее уравнение выражение $L_0^{\text{кис}}$, получаем

$$K = 3020\left(\frac{8}{3}\text{C} + 8\text{H} + \text{S} - \text{O}\right) = 8056\cdot\text{C} = 24\,160\,\text{H} - 3020\,(\text{O} - \text{S}). \quad (55)$$

Это выражение весьма близко к формуле Менделеева.

Заканчивая теоретическую сторону чрезвычайно важного вопроса об определении величины теплопроизводительности топлива, приходим к выводу, что в тех случаях, когда теплотворная способность не определена непосредственным опытом, ее правильнее всего подсчитывать по формуле (54) или (55).

Глава V

РАСПОЛАГАЕМОЕ ТЕПЛО. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ТЕМПЕРАТУРА ГОРЕНИЯ

Зная величины низшей теплопроизводительности топлива $K_{\text{р}}^{\text{н}}$ и часовой расход его B_h, легко подсчитать то наибольшее количество тепла $Q_{\text{г}}$, которое будет выделено в топке в течение 1 часа при полном сгорании топлива (т. е. при отсутствии как механических, так и химических потерь горения):

$$Q_{\text{г}} = B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}.$$

Если температура загружаемого в топку топлива и подводимого для его сгорания воздуха отлична от нуля, то в топку вводится некоторое

добавочное количество тепла $Q_в$ (положительное или отрицательное), равное

$$Q_в = (L_0\alpha + 1)\,\mu B_h c_p t_в,$$

где c_p и $t_в$ — весовая теплоемкость и температура наружного воздуха.

При $+15° > t_в > -15°$ этой поправкой можно пренебрегать.

Итак, в общем случае, полное количество располагаемого тепла в топке составляет:

$$Q_0 = Q_г + Q_в. \tag{56}$$

Для опытной поездки с паровозом серии Н^в согласно произведенным ранее подсчетам:

$$Q_0 = 503 \cdot 9900 + (13{,}93 \cdot 1{,}122 + 1) \cdot 503 \cdot 0{,}24 \cdot 23 =$$
$$= 4\,983\,000 + 46\,000 = 5\,029\,000 \text{ ккал/час}.$$

При составлении теплового баланса котельной установки величина Q_0 принимается условно за 100% и все остальные слагаемые баланса (полезное тепло и тепловые потери) подсчитываются в процентах от Q_0.

Если бы в топке не было никаких тепловых потерь и все располагаемое тепло утилизировалось на повышение температуры газов, то та наибольшая температура, которая в этих идеальных условиях установилась бы в топочной камере, могла бы быть определена из основного уравнения тепла

$$Q_0 = K_р^п B_h = M_0 T_0 + N_0 T_0^2. \tag{57}$$

В соответствии с только что сформулированными условиями мы должны при составлении уравнения (57) принять:

$$\mu = 1{,}0 \text{ и } CO = 0.$$

Подсчитаем при этих условиях ожидаемый состав продуктов полного сгорания для опытной поездки с паровозом серии Н^в. Имеем из (39) и (42):

$$1{,}22 = \frac{1}{1 - 3{,}76\,\dfrac{O_2}{100 - CO_2 - O_2}}$$

и

$$21 - 1{,}336\ CO_2 - O_2 = 0.$$

Совместное решение этих уравнений дает

$$CO_2 = 13{,}91\%;\ O_2 = 2{,}22\%.$$

После этого

$$M_0 = 3{,}7204 \cdot 562 = 2091;$$

$$N_0 = 0{,}0004023 \cdot 562 = 0{,}2261;$$

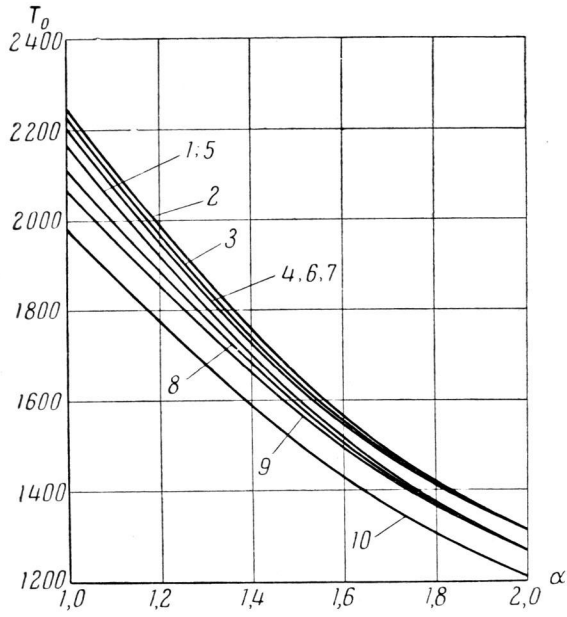
$$Q_0 = 5\,029\,000 = 2\,091\,T_0 + 0{,}2261\,T_0^2;$$

откуда

$$T_0 = \frac{2091^2 + 4 \cdot 0{,}2\,261 \cdot 5\,029\,000 - 2091}{2 \cdot 0{,}2\,261} = 1981°.$$

Эту температуру мы будем называть теоретической температурой горения; иногда ее называют пирометрической способностью топлива.

Из уравнения (57), служащего для определения T_0, прежде всего видно, что теоретическая температура горения не зависит от расхода топлива, так как величина этого расхода входит множителем в обе части уравнения ($M = B_h G_b c$ и $N = B_h G_b \hat{c}$); на этот множитель уравнение может быть сокращено.



Фиг. 7.

Коэффициенты M и N могут быть представлены, как установлено выше, выражениями вида

$$\frac{a}{CO_2} + b^1,$$

откуда видно, что теоретическая температура горения зависит от содержания углекислоты в продуктах сгорания, т. е. от коэффициента избытка α; чем больше α, т. е. чем меньше CO_2 (фиг. 2, 3, 4 и 5), тем бóльшую величину (при том же расходе топлива) будут иметь коэффициенты M и N и тем, следовательно, ниже будет T_0. Таким образом, теоретическая температура горения есть убывающая функция коэффициента избытка воздуха.

Физическое объяснение этого закона может быть сформулировано так: если мы, не меняя количества сжигаемого топлива, увеличим приток воздуха, то тем самым создаем в топке больший вес газов, а так как количество выделяемого при сгорании тепла осталось прежним, то ясно, что на долю каждой весовой единицы газового потока придется меньшее количество тепла и температура газов понизится. На фиг. 7 представлено изменение T_0 в зависимости от α для различных сортов горючего[2].

---

[1] См. формулы (27) и (28).

[2] Название и химический состав топлив см. табл. 3.

Формулы для определения коэффициента избытка воздуха и содержания окиси углерода в газах имеют, как мы видели выше, вид

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3{,}76\,\frac{O_2 - 0{,}5\ CO}{N_2}},$$

$$CO = \frac{21 - \beta_0\, CO_2 - (CO_2 + O_2)}{0{,}605 + \beta_0},$$

или при полном сгорании

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3{,}76\,\frac{O_2}{N_2}} = \frac{1}{1 - 3{,}76\,\frac{O_2}{100 - (CO_2 + O_2)}} \qquad (58)$$

и

$$21 - \beta_0 \cdot CO_2 - (CO_2 + O_2) = 0,$$

откуда

$$CO_2 = \frac{21 - O_2}{1 + \beta_0}. \qquad (59)$$

Зная химический состав топлива и его теплопроизводительность, задаваясь различными значениями α, определяем при помощи уравнений (58) и (59) соответствующие CO_2, а затем подсчитываем и числовые значения коэффициентов $G_b c$ и $G_b \vartheta$, после чего из уравнения (57), относя его к 1 кг топлива, находим и T_0. Результаты подобных подсчетов приведены в табл. 3.

Принимая для нормальных рабочих условий паровозной топки на нефтяном отоплении пределы изменения α между 1,15—1,30, на угольном отоплении 1,3—1,6 и на дровяном 1,5—2,0, получаем предел вероятных колебаний T_0:

для нефти $T_0 = 1800$—$2000°C$
» угля $T_0 = 1450$—$1700°C$
» дров $T_0 = 1000$—$1400°C$

Для нефти и углей, если содержание влаги не превышает 12—15%, теоретическая температура горения почти не зависит от сорта топлива; с повышением процента влаги в топливе теоретическая температура понижается.

С точностью до $\pm 40°C$ величина T_0 может быть оценена для любого топлива по эмпирической формуле

$$T_0 = \frac{2200}{\alpha^{0{,}75}}(1 - 0{,}0001\, W^2). \qquad (60)$$

Таблица 3

α	Нефть (*1*) $86{,}4C+12{,}4H+1{,}2O$ $K^{н}_{р}=9900;\ \beta_0=0{,}336$	α	Антрацит грушевский (*2*) $89{,}0C+1{,}25H+N+0{,}8O+1{,}2S+$ $+4{,}2W+2{,}55A$ $K^{н}_{р}=7560;\quad \beta_0=0{,}031$
1,0	$CO_2=15{,}72;\ O_2=0;\quad T_0=2155$	1,0	$CO_2=20{,}37;\ O_2=0;\quad T_0=2242$
1,5	$CO_2=10{,}25;\ O_2=7{,}31;\ T_0=1600$	1,5	$CO_2=13{,}54;\ O_2=7{,}04;\ T_0=1659$
2,0	$CO_2=7{,}60;\ O_2=10{,}85;\ T_0=1271$	2,0	$CO_2=10{,}14;\ O_2=10{,}55;\ T_0=1312$
α	Уголь марки ПС (*3*) $76{,}8C+3{,}9H+N+2{,}1O+2{,}2S+$ $+4W+11{,}1A$ $K^{н}_{р}=7185;\quad \beta_0=0{,}112$	α	Уголь марки Т (*4*) $76{,}1C+3{,}6H+N+0{,}4O+$ $+1{,}9S+4W+13A$ $K^{н}_{р}=7000;\quad \beta_0=0{,}110$
1,0	$CO_2=18{,}88;\ O_2=0;\quad T_0=2220$	1,0	$CO_2=18{,}92;\ O_2=0;\quad T_0=2200$
1,5	$CO_2=12{,}47;\ O_2=7{,}12;\ T_0=1646$	1,5	$CO_2=12{,}51;\ O_2=7{,}12;\ T_0=1630$
2,0	$CO_2=9{,}30;\ O_2=10{,}65;\ T_0=1306$	2,0	$CO_2=9{,}34;\ O_2=10{,}64;\ T_0=1314$
α	Уголь марки Г (*5*) $66{,}4C+4{,}5H+N+5{,}4O+$ $+2{,}75S+6W+14A$ $K^{н}_{р}=6200;\quad \beta_0=0{,}136$	α	Уголь марки ПЖ (*6*) $71{,}4C+4{,}3H+1{,}3N+3{,}9O+$ $+2{,}5S+4W+12{,}6A$ $K^{н}_{р}=6795;\quad \beta_0=0{,}126$
1,0	$CO_2=18{,}48;\ O_2=0;\quad T_0=2141$	1,0	$CO_2=18{,}65;\ O_2=0;\quad T_0=2209$
1,5	$CO_2=13{,}20;\ O_2=7{,}15;\ T_0=1588$	1,5	$CO_2=12{,}31;\ O_2=7{,}14;\ T_0=1640$
2,0	$CO_2=9{,}09;\ O_2=10{,}67;\ T_0=1262$	2,0	$CO_2=9{,}18;\ O_2=10{,}66;\ T_0=1303$
α	Уголь подмосковный (*7*) $54{,}4C+4{,}0H+1{,}6N+13{,}6O+$ $+5{,}4S+4W+17A$ $K^{н}_{р}=5160;\quad \beta_0=0{,}101$	α	Бурый уголь (*8*) $56{,}3C+4{,}2H+N+21{,}0O+$ $+0{,}1S+8W+9{,}4A$ $K^{н}_{р}=5010;\quad \beta_0=0{,}066$
1,0	$CO_2=19{,}09;\ O_2=0;\quad T_0=2204$	1,0	$CO_2=19{,}80;\ O_2=0;\quad T_0=2109$
1,5	$CO_2=12{,}63;\ O_2=7{,}12;\ T_0=1645$	1,5	$CO_2=13{,}06;\ O_2=7{,}07;\ T_0=1589$
2,0	$CO_2=9{,}43;\ O_2=10{,}63;\ T_0=1314$	2,0	$CO_2=9{,}78;\ O_2=10{,}60;\ T_0=1272$
α	Дрова (*9*) $47{,}5C+6{,}0H+N+40{,}5O+4W+A$ $K^{н}_{р}=4200;\quad \beta_0=0{,}040$	α	Торф (*10*) $44{,}9C+4{,}4H+N+25{,}1O+20W+5{,}6A$ $K^{н}_{р}=3933;\quad \beta_0=0{,}062$
1,0	$CO_2=20{,}19;\ O_2=0;\quad T_0=2062$	1,0	$CO_2=19{,}77;\ O_2=0;\quad T_0=1976$
1,5	$CO_2=13{,}42;\ O^2=7{,}05;\ T_0=1572$	1,5	$CO_2=13{,}11;\ O_2=7{,}07;\ T_0=1505$
2,0	$CO_2=10{,}04;\ O_2=10{,}56;\ T_0=1270$	2,0	$CO_2=9{,}80;\ O_2=10{,}58;\ T_0=1213$

Примечание. Цифры в скобках *1—10* соответствуют кривым на фиг. 7.

Глава VI

ПОТЕРЯ ТЕПЛА ОТ ХИМИЧЕСКОЙ НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ. УСТАНОВЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА ОТ ИНТЕНСИВНОСТИ ГОРЕНИЯ. РАСЧЕТ НЕОБХОДИМОГО ОБЪЕМА ОГНЕВОЙ КОРОБКИ. РОЛЬ КАМЕР ДОГОРАНИЯ. СОПОСТАВЛЕНИЕ РАБОТЫ ПАРОВОЗНОЙ И ВОДОТРУБНОЙ ТОПОК. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ ГОРЕНИЯ И МЕРЫ К ИХ УМЕНЬШЕНИЮ

Ознакомившись с располагаемым теплом топочного процесса и установив методы его определения, перейдем к рассмотрению отдельных тепловых потерь, имеющих место в паровозной топке.

Химические потери возникают на почве неполного сгорания углерода и водорода топлива; потери механические обусловливаются провалом части топлива через прозоры колосниковой решетки и уносом несгоревших частиц топлива в дымовую трубу.

Продуктами неполного сгорания углерода являются, как мы уже знаем, окись углерода CO и сажа, причем последняя, как было указано выше, редко образуется в больших количествах, и при нормальных условиях работы паровоза присутствие ее в продуктах сгорания в расчет не принимается.

В топливе, богатом водородом (нефть), иногда наблюдается при недостатке воздуха или при чрезмерном понижении температуры топочного пространства образование углеводородистых соединений или выход чистого водорода H_2. Принимая, однако, во внимание, что обычно содержание углеводородов в газах составляет ничтожный процент, в дальнейшем всюду будем принимать полное сгорание водорода. Для определения тепловой потери вследствие образования окиси углерода, содержание которой в продуктах горения составляет CO объемных процентов, рассуждаем следующим образом.

Выше было установлено, что объем сухих газов, образующихся в топке при сжигании 1 кг горючего, равен

$$\frac{C}{0{,}54\,(CO_2 + CO)}\ м^3,$$

где 0,54 — вес углерода, содержащегося в 1 м³ углекислоты или окиси углерода. Отсюда содержание окиси углерода в продуктах сгорания 1 кг топлива

$$\frac{C}{0{,}54\,(CO_2 + CO)}\frac{CO}{100}\ м^3,$$

или

$$\frac{1{,}251}{0{,}54}\frac{C}{CO_2 + CO}\frac{CO}{100} = 2{,}34\frac{C}{CO_2 + CO}\frac{CO}{100}\ кг,$$

где 1,251 — вес в килограммах 1 м³ окиси углерода при 0°C.

Принимая во внимание, что теплотворная способность окиси углерода, т. е. количество тепла, которое может выделиться при сгорании 1 кг этого газа в углекислоту, составляет 2430 ккал, получаем количество тепла, не довыделенного топливом вследствие неполного сгорания углерода, равным

$$2{,}34\,\frac{C}{CO_2+CO}\,\frac{CO}{100}\,2430 = 56{,}9\,C\,\frac{CO}{CO_2+CO}\ \text{ккал}$$

на каждый килограмм сожженного топлива. При часовом расходе последнего B_h кг получим полную потерю

$$Q_2' = 56{,}9\,C\,\frac{CO}{CO_2+CO}\,\mu\,B_h\ \text{ккал/час}, \tag{61}$$

где μ — коэффициент механической полноты сгорания.

Для определения потери от недогорания в процентах от располагаемого тепла или, относя ее к 1 кг топлива, от его теплопроизводительности $K_p^н$ имеем

$$q_2' = 56{,}9\,\frac{C}{K_p^н}\,\frac{CO}{CO_2+CO}\,100\,\mu. \tag{62}$$

Проф. Ломшаков предлагает для удобства подсчетов по формуле (62) в тех случаях, когда величина $K_p^н$ опытным путем не определялась, вводить коэффициент

$$\varphi = \frac{81\cdot C}{K_0},$$

выражающий отношение теплоты сгорания углерода топлива к его теплопроизводительности. Вводя этот коэффициент в формулу (62), окончательно получим:

$$q_2' = 0{,}7\,\varphi\mu\,\frac{CO}{CO_2+CO}\,100. \tag{63}$$

Значения φ для разных сортов горючего проф. Ломшаков рекомендует брать по табл. 4.

Таблица 4

Топливо	Значения φ
Антрацит	0,93
Полужирные и антрацитовые угли	0,85
Жирные и пламенные угли	0,82
Торф и клетчатка	0,80
Нефть	0,66—0,70

Если в силу тех или иных особенностей топочного процесса приходится считаться с потерей вследствие образования метана CH_4, то количество газов сгорания 1 кг топлива будет равно

$$\frac{C}{0{,}54\,(CO_2 + CO + CH_4)}.$$

Действительно, 1 м³ метана весит 0,716 кг и содержит $\frac{12}{16} = \frac{3}{4}$ весовых частей углерода; следовательно, вес углерода в 1 м³ метана

$$L_0^C = \frac{3}{4}\,0{,}716 \approx 0{,}54 \text{ кг},$$

т. е. вся схема дальнейшего вывода остается та же, что и для случая содержания в газах только CO_2 и CO, и потеря от образования окиси углерода будет

$$q_2^{CO} = 56{,}9\,\frac{C}{K_p^н}\,\frac{CO}{CO_2 + CO + CH_4}\,100 \ \text{%}. \qquad (64)$$

Весовое содержание CH_4 в продуктах сгорания 1 кг топлива

$$\frac{0{,}716}{0{,}54}\,\frac{C}{CO_2 + CO + CH_4}\,\frac{CH_4}{100} = 1{,}33\,\frac{C}{CO_2 + CO + CH_4}\,\frac{CH_4}{100} \text{ кг},$$

и соответствующая потеря тепла

$$1{,}33\,\frac{C}{CO_2 + CO + CH_4}\,\frac{CH_4}{100}\,11\,710 = 155{,}7C\,\frac{CH_4}{CO_2 + CO + CH_4} \text{ ккал};$$

где 11 710 ккал — теплопроизводительность метана при полном охлаждении.

Наконец,

$$q_2^{CH_4} = 155{,}7\,\frac{C}{K_p^н}\,\frac{CH_4}{CO_2 + CO + CH_4}\,100 \ \text{%}. \qquad (65)$$

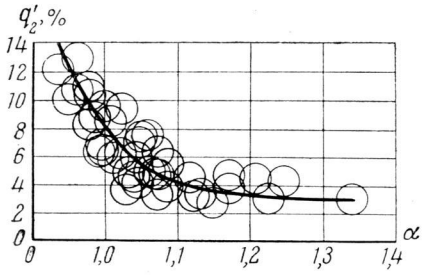
Для условий принятой нами в качестве конкретного примера исследования тепловой работы котла опытной поездки с паровозом серии $Н^В$ величина потери от недогорания получается равной

$$q_2' = 56{,}9 \cdot \frac{86{,}4}{9\,900}\,\frac{1{,}26}{12{,}56 + 1{,}26}\,100 = 4{,}53\,\text{%}. \qquad (66)$$

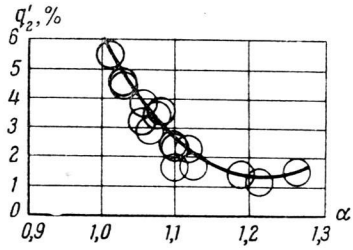
На фиг. 8 нанесены в функции избытка воздуха значения потерь q_2' для целого ряда опытных поездок, произведенных с паровозом серии $Н^В$ в целях наиболее подробного и всестороннего обследования топочного процесса.

На фиг. 9 и 10 подобные же данные приведены и для других паровозов. Как видим, на всех фигурах выявляется вполне определенная

закономерность расположения значений q_2, полученных подсчетом по непосредственным данным наблюдений: потеря от неполноты сгорания сначала резко убывает с увеличением α до некоторого его значения, за-



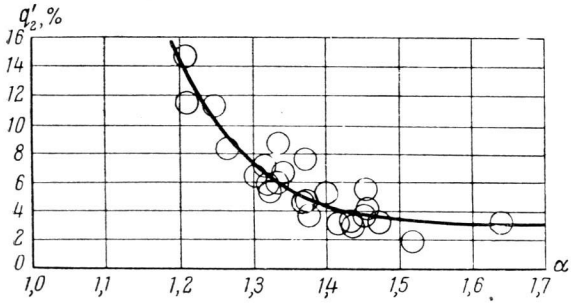
Фиг. 8.



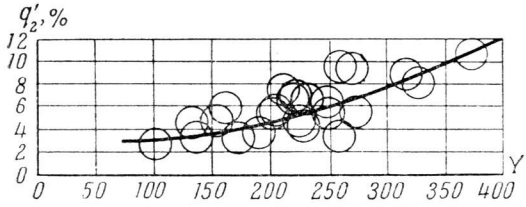
Фиг. 9.

тем, достигнув своего минимума, потеря q_2' при дальнейшем увеличении избытка воздуха несколько возрастает.

Такая схема явления вполне понятна после тех общих соображений о причинах неполного сгорания, которые были нами высказаны выше. Что же касается возрастания q_2' при увеличении α, то явление это наблюдается лишь при значении $\alpha > 1{,}6$ и объясняется чрезмерным понижением топочной температуры.



Фиг. 10.



Фиг. 11.

На фиг. 11—13 нанесены значения тех же потерь и для тех же паровозов, но в функции от другого независимого переменного — количества топлива, сжигаемого в 1 час на 1 м² площади колосниковой решетки; величина эта, обозначаемая через Y, называется в паровозной теплотехнике «интенсивностью горения», или «напряжением колосниковой решетки». На фиг. 11—13 мы опять-таки улавливаем общую для всех испытуемых паровозов зависимость $q_2' = \varphi(Y)$ в виде непрерывно возрастающей функции интенсивности горения.

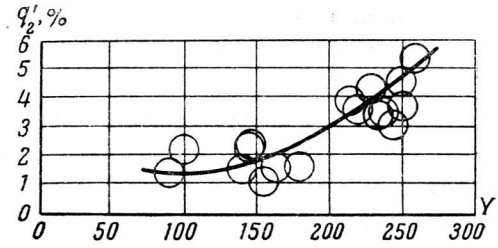
Отметим теперь весьма ценное значение наших диаграмм.

Если бы мы выразили эти зависимости аналитическими уравнениями

в явном виде, то, исключая из этих уравнений переменное q_2', мы получили бы уравнение, связывающее переменные Y и α,

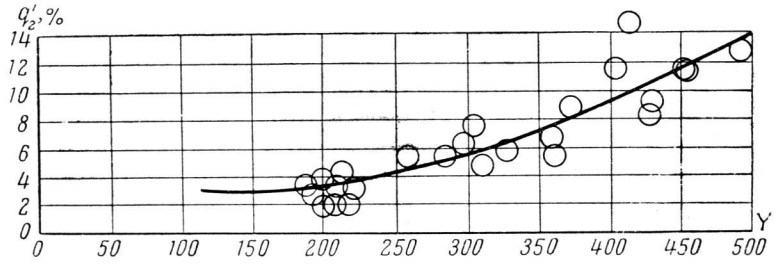
$$Y = \Phi(\alpha).$$

Такое исключение удобнее выполнить графически, фиксируя для того или иного паровоза значения Y и α, соответствующие различным q_2', и строя производную кривую зависимости избытка воздуха от интенсивности горения.



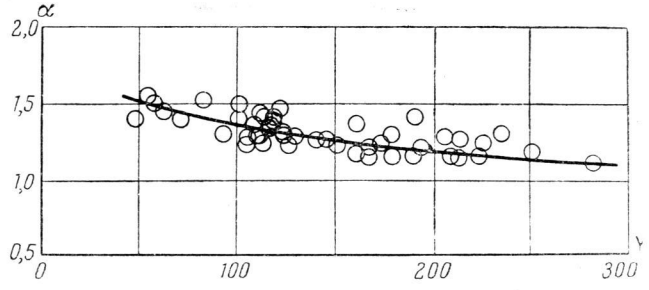
Фиг. 12.

Такая диаграмма построена на фиг. 14 для паровоза серии С; здесь же нанесены для отдельных опытных поездок данные, полученные из непосредственного опыта: величина Y — путем измерения расхода топлива, а величина α — по данным объемного анализа газов.



Фиг. 13.

Подобные же диаграммы могут быть получены и для других паровозов.



Фиг. 14.

Диаграмма на фиг. 14 показывает, что по мере увеличения интенсивности горения (форсировки) рабочий избыток воздуха автоматически уменьшается, если, конечно, при этом не прибегают к искусственному регулированию тяги путем изменения площади выхлопного отверстия конуса.

Физическое объяснение этого явления заключается в следующем: если бы котельная установка работала без потерь, т. е. если бы все распо-

лагаемое тепло расходовалось на приготовление пара, то количество пара, выбрасываемого через отверстие конуса в дымовую коробку, было бы пропорционально количеству сожженного топлива, т. е. величине Y.

Если бы коэффициент полезного действия котла был постоянной величиной, то при увеличении количества сжигаемого топлива пропорционально увеличивалось бы и количество приготовляемого котлом пара, выбрасываемого затем через отверстие конуса в дымовую коробку и являющегося источником тяги газов в дымоходах котла.

В этом случае количество засасываемого в топку наружного воздуха увеличивалось бы пропорционально количеству сжигаемого топлива.

В действительности коэффициент полезного действия котла падает, как известно, с увеличением количества сжигаемого топлива вследствие увеличения потерь тепла с механическим уносом и с уходящими газами. Вследствие этого количество выхлопного пара, а следовательно, и количество подсосанного в топку воздуха, возрастает медленнее, чем количество сжигаемого топлива. В результате, с увеличением форсировки (т. е. количества топлива, сжигаемого в единицу времени) на долю каждого килограмма сжигаемого топлива приходится все меньшее и меньшее количество воздуха, т. е. с увеличением Y автоматически, помимо воли машиниста, уменьшается коэффициент избытка воздуха α, в результате чего возрастает потеря тепла от химической неполноты горения.

Пусть, например, для паровоза серия ФД, с площадью колосниковой решетки $R = 7{,}04$ м², при отоплении рядовым углем марки Г имеем сначала:

$$Y = 200;$$

$$B_h = 200 \cdot 7{,}04 = 1408 \text{ кг/час}.$$

Коэффициент полезного действия котла для $Y = 200$ берем из паспорта паровоза ФД:

$$\eta_к = 0{,}675.$$

Полезное тепло

$$Q = 1408 \cdot 6587 \cdot 0{,}675 = 6\,260\,300 \text{ ккал/час},$$

где 6587 — низшая рабочая теплопроизводительность угля марки Г.

Если на приготовление 1 кг пара в этих условиях[1] затрачивается в котле около 723 ккал, то количество рабочего пара

$$B_m = \frac{6\,260\,300}{723} = 8660 \text{ кг/час}.$$

[1] $\lambda = \tau = 738 - 15 = 723$ ккал/кг, где 738 ккал/кг — теплосодержание пара при 16 ата и 320°; температура воды в тендере принята 15°.

Полное количество поступающего в топку воздуха

$$L_0 \alpha B_h,$$

где $L_0 = 9{,}16$ кг; коэффициент избытка воздуха α определяем по фиг. 15, где нанесены значения α, полученные при опытных поездках с паровозами ФД на угле марки Г.

$$9{,}16 \cdot 1{,}37 \cdot 1408 = 17\,670 \text{ кг/час}.$$

Допустим теперь, что $Y = 400$, т. е. мы сжигаем вдвое больше топлива:

$$B_h = 400 \cdot 7{,}04 = 2\,816 \text{ кг/час}.$$

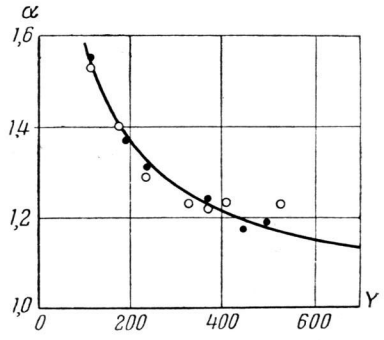
По паспорту паровоза ФД находим:

$$\eta_к = 0{,}615.$$

Тогда

$$B_m = \frac{2\,816 \cdot 6\,587 \cdot 0{,}615}{745} = 15\,312 \text{ кг/час}, \quad (67)$$

где $745 = 760 - 15$ — теплосодержание пара в ккал/кг при 16 ата и температуре 360°.



Фиг. 15.

Весь этот пар, отработав в паровых цилиндрах, вылетает из отверстия конуса, возбуждая тягу в дымоходах котла и засасывая наружный воздух через клапаны зольника в топку. По сравнению с предыдущим случаем количество засосанного воздуха должно быть больше в отношении

$$\frac{15\,312}{8660} = 1{,}8,$$

т. е. ожидаемое количество подсосанного воздуха

$$L_0 \alpha B_h = 17\,670 \cdot 1{,}8 = 31\,806 \text{ кг/час},$$

отсюда

$$\alpha = \frac{31\,806}{9{,}16 \cdot 2816} = 1{,}23$$

вместо прежней цифры 1,37.

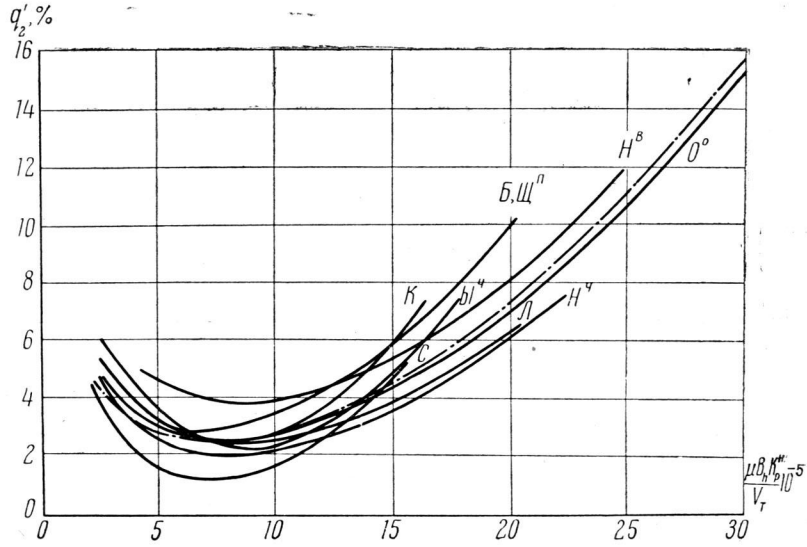
В современных мощных паровозах с просторными огневыми коробками величина q_2' редко превышает 3—5% от тепла сгорания топлива.

На фиг. 16 и 17 нанесены по опытным данным для паровозов нефтяного и угольного отопления кривые, представляющие зависимость

потери от химического недогорания от величины теплового напряжения топочного объема:

$$q_2' = f\left(\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{V_{\text{т}}}\right), \tag{68}$$

где $V_{\text{т}}$ — объем топки, м³.



Фиг. 16.

Пунктирная кривая на фиг. 16 и 17 является средней объединяющей и имеет уравнение

$$q_2' = 1{,}7 \cdot 10^{-12}\left(\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{V_{\text{т}}}\right)^2 + \frac{12 \cdot 10^5}{\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{V_{\text{т}}} + 16\,000}. \tag{69}$$

Анализ выражения (69) и отдельных кривых на фиг. 16 и 17 показывает, что величина q_2' имеет минимум при

$$\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{V_{\text{т}}} \approx 750\,000 \text{ ккал/м}^3 \text{ час}.$$

Отсюда следует, что объем топочного пространства должен быть рассчитан так, чтобы при средних эксплуатационных условиях работы реализовалась приведенная цифра теплонапряжения или при форсированной работе примерно вдвое бóльшая величина

$$\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{V_{\text{т}}} \approx 1500000 \text{ ккал/м}^3\text{час}.$$

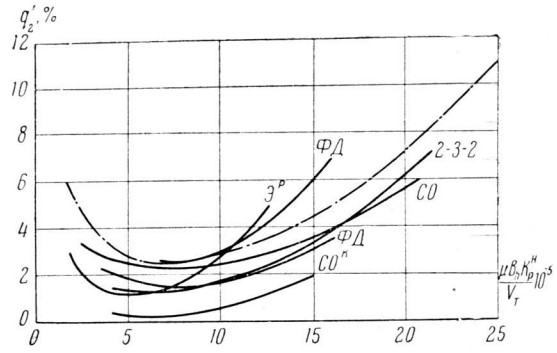
Эта цифра соответствует весовому напряжению топки:
для нефтяного отопления ($\mu = 1{,}0$; $K_{\text{р}}^{\text{н}} = 10\,000$);

$$\max \frac{B_h}{V_{\text{т}}} = \frac{1\,500\,000}{\mu K_{\text{р}}^{\text{н}}} = \frac{1\,500\,000}{10\,000} = 150 \text{ кг/м}^3 \text{ час};$$

для угольного отопления ($\mu = 0{,}75$; $K_{\text{р}}^{\text{н}} = 6500$);

$$\max \frac{B_h}{V_{\text{т}}} = \frac{1\,500\,000}{0{,}75 \cdot 6500} \approx 300 \text{ кг/м}^3 \text{ час}.$$

Практически при расчетах принимают: для углей марок ПЖ и ПС 250—300 кг/м³ час, для углей с большим выходом летучих (марок Г и Д) — от 300 до 400 кг/м³ час.



Фиг. 17.

На фиг. 17 представлены кривые, полученные на паровозах серии ФД и типа 2-3-2 (курьерский, постройки Коломенского завода) со стокером и камерой догорания, а также на паровозах серии Э^{Р} и СО с простой топкой при ручном отоплении. Все паровозы отапливались примерно одними и теми же смесями донецких углей.

Таким образом, приходится признать, что «камеры догорания», часто встречающиеся в современных мощных паровозах, не оправдывают своего названия и мало влияют на величину химической неполноты сгорания.

Гораздо правильнее объяснить постановку камер догорания не стремлением улучшить процесс сгорания, а соображениями конструктивного (длина трубчатой части котла) и весового (смещение центра тяжести котла вперед) порядка.

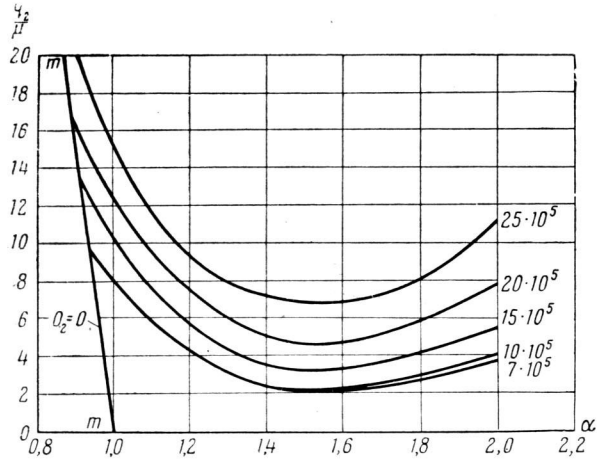
Совершенно особняком размещается на фиг. 17 нижняя кривая, относящаяся к паровозу серии СО^{К}, оборудованному конденсационным устройством и вентиляторной тягой. Мы видим, что замена пульсирующей конусной тяги равномерной вентиляторной значительно уменьшает величину потери от химического недогорания.

Приведенные в настоящей главе данные показывают, что потеря тепла от химического недогорания зависит от двух основных параметров работы паровозного котла: форсировки топки $\left(\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{V_{\text{т}}}\right)$ и коэффициента избытка воздуха α. Между тем в формуле (69) и на графиках (фиг. 15 и 16) последний фактор не фигурирует. Объясняется это тем, что эта формула и графики определяют величину потери q_2' для нормальных «поездных» условий работы паровоза, т. е. при существовании автоматической зависимости между форсировкой и избытком воздуха, регламентируемой типом и размерами выхлопного сечения конусного насадка. При изменении сечения конуса эта зависимость нарушается, т. е. при данной форсировке $\left(\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{V_{\text{т}}}\right)$ может, вообще говоря, иметь место

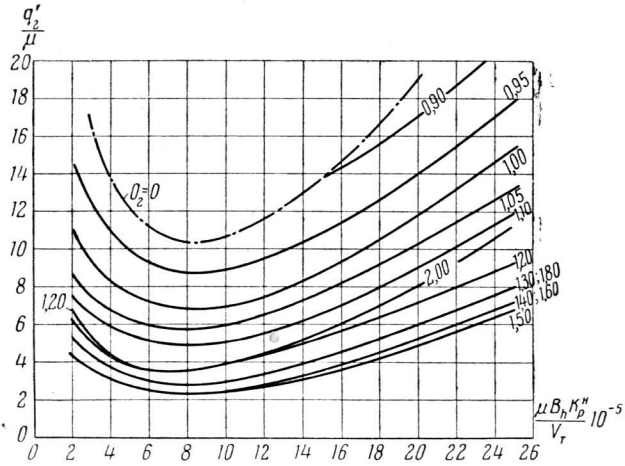
любой избыток воздуха α; при этом, конечно, будет меняться и величина потери q_2'. Таким образом, формула (69) дает лишь частное решение вопроса для работы паровоза с конусом постоянного сечения, рационально подобранного для данного сорта топлива и размеров котла. Для вскрытия в общем виде зависимости

$$q_2' = f\left(\frac{\mu B_h K_p^н}{V_т}, \alpha\right)$$

в самом широком диапазоне изменения параметров $\frac{\mu B_h K_p^н}{V_т}$ и α, т. е. при любой тяге, — необходимо пользоваться графиками, представленными на фиг. 18 и 19, полученными путем анализа всей громадной суммы опытов с паровозными котлами на разных сортах топлива.



Фиг. 18.
Цифры на кривых обозначают объемное напряжение топки ккал/м³ час.



Фиг. 19.
Цифры на кривых выражают коэффициент избытка воздуха.

Прямая *mm* дает наименьшее предельное значение потери при полном использовании подводимого к топливу кислорода ($O_2 = 0$).

Имеем

$$q_2' = 56{,}9 \frac{C}{K_p^н} \mu \frac{CO}{CO_2 + CO} 100,$$

откуда

$$CO_2 = \left(\frac{5690 \dfrac{C}{K_p^н}}{\dfrac{q_2}{\mu}} - 1 \right) CO = (x - 1)\, CO. \qquad (70)$$

При $O_2 = 0$

$$\alpha = \frac{1}{1 + 1{,}88 \dfrac{CO}{100 - x\, CO}},$$

откуда

$$CO = \frac{100\,(1 - \alpha)}{1{,}88\,\alpha + x\,(1 - \alpha)};$$

подставляя в (70), получим

$$CO_2 = \frac{100\,(1 - a)\,(x - 1)}{1{,}88\,\alpha + x\,(1 - \alpha)}.$$

Из уравнения (42) при $O_2 = 0$:

$$CO_2 = \frac{21 - (0{,}605 + \beta_0)\, CO}{1 + \beta_0} = (x - 1)\, CO. \qquad (71)$$

Из уравнения (71):

$$CO = \frac{21}{(0{,}605 + \beta_0) + (1 + \beta_0)(x - 1)} = \frac{100\,(1 - \alpha)}{1{,}88\,\alpha + x\,(1 - \alpha)};$$

$$x = \frac{39{,}5}{(1 - \alpha)(79 + 100\,\beta_0)} = 5690 \frac{\dfrac{C}{K_p^н}}{\dfrac{q_2'}{\mu}},$$

$$\frac{q_2'}{\mu} = 5690 \frac{C}{K_p^н} \frac{(1 - \alpha)(79 + 100\,\beta_0)}{39{,}5} = 5690 \frac{C}{K_p^н} (1 - \alpha)(2 + 2{,}53\,\beta_0),$$

или, обозначая

$$5690 \frac{C}{K_p^н} (2 + 2{,}53\,\beta_0) = A;$$

$$\frac{q_2}{\mu} = A\,(1 - \alpha). \qquad (72)$$

По этому уравнению и нанесена на фиг. 18 предельная прямая.

В табл. 5 приведены значения константы A для некоторых характерных топлив.

Из таблицы видно, что значения A для разных топлив колеблются в очень узких пределах и можно принять

$$A = 140.$$

В заключение суждения по вопросу о химической полноте сгорания и о качествах топок паровозного (камерного) и водотрубного типов считаем нелишним дать их сравнительную качественную характеристику.

Схема процесса сгорания во внутренней (окруженной со всех сторон поверхностью нагрева) топке представлена на фиг. 20.

Так как процесс горения протекает не мгновенно, а требует для полного своего завершения некоторого вполне определенного промежутка времени, то полное сгорание, т. е. нулевое значение q_2', будет достигнуто при вполне определенном объеме топочного пространства.

Таблица 5

Топливо	C	$K_p^н$	β_0	A
Нефть	86,4	9900	0,336	141,5
Антрацит	89,0	7560	0,031	139,2
Уголь марки ПЖ	71,4	6795	0,126	138,6
Уголь марки Д	58,9	5635	0,123	137,4
Дрова	35,0	2900	0,040	144,3
Торф	44,9	3933	0,062	140,2

В начальный момент, соответствующий выделению летучих из загруженного на решетку свежего топлива, остается еще невыделенным в процессе горения количество тепла, соответствующее полному теплосодержанию летучих. Это максимальное содержание, показанное на фиг. 20, справа, будет иметь различную величину для разных сортов горючего; так, для подмосковного угля оно будет равно около 30%, для нефти — 70—80% и т. д. По мере выгорания летучих потеря q_2' будет постепенно уменьшаться по закону некоторой кривой ab и при объеме топки V_0 сделается равной нулю.

Чем меньше при данной форсировке будет объем топки, тем большей получится в ней потеря q_2', как это видно непосредственно из фигуры: так, при объеме V потеря будет q_2'.

Совершенно очевидно, что если мы при постоянном объеме V топочного пространства будем иметь переменную форсировку, т. е. количество топлива, сжигаемого в единице объема топки, то получим ту же картину: чем меньше будет объем, приходящийся на 1 кг сжигаемого топлива, тем больше потеря от недогорания, т. е. потеря q_2' возрастает в топке данного объема с увеличением форсировки.

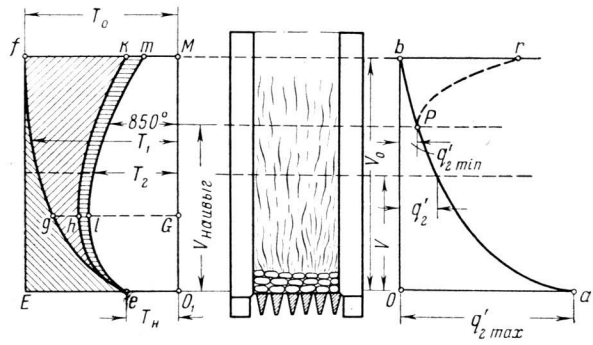
Теперь перейдем к вопросу о температурах в топке. Реакция горения протекает не мгновенно, и в топке объема V_0 наивысшая температура, соответствующая при данном избытке воздуха полному сгоранию, установилась бы лишь в конце факела (точка f на диаграмме слева). Эта наивысшая температура T_0 носит название «теоретической температуры горения».

При меньшем объеме топки V, не гарантирующем полного сгорания, температура сгорания будет ниже и равна T_1 (фиг. 20).

В начальный момент температура $O_1e = T_н$ определится из уравнения [1]

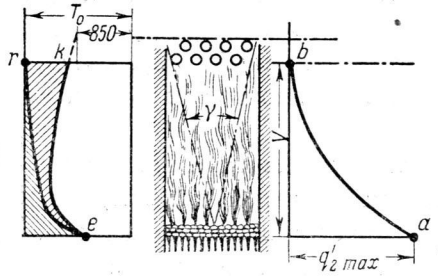
$$M_н T_н + N_н T_н^2 = K_р^н B_h - \max Q_2.$$

Благодаря наличию прямой отдачи температура топочного пространства будет значительно ниже температуры горения (кривая *ehk*). Кроме прямой отдачи в топке паровозного типа будет иметь место и непрерывная передача тепла конвекцией через стенки топочной камеры окружающей котловой воде. Благодаря влиянию конвекции будем иметь окончательный закон изменения действительной температуры топочного пространства, изображаемый кривой *elm*. Это и будут величины тех реальных температур, которые можно в любой момент и в любом пункте замерить пирометром.



Фиг. 20.

При очень большом объеме V_0 топочной камеры температура в конце топки, изображаемая отрезком O_1M, может оказаться очень низкой (ниже той, которая необходима для правильного процесса догорания летучих); тогда углерод полностью сгорать, очевидно, не будет, и потеря q_2' начнет увеличиваться. Этот рост потери от химического недогорания начнется при падении температуры ниже 850—900° С; начиная с этого момента, кривая изменения потерь горения пойдет не по ветви P_b, а по пунктирной кривой P_r (фиг. 20).



Фиг. 21.

В топке водотрубного котла (фиг. 21), ограниченной в противоположность топке паровозно-локомобильного типа не поверхностями нагрева, а кирпичной обмуровкой, прямая отдача будет значительно менее интенсивна благодаря малому углу лучеиспускания γ (фиг. 21), который для паровозной топки составляет 180° [2].

---

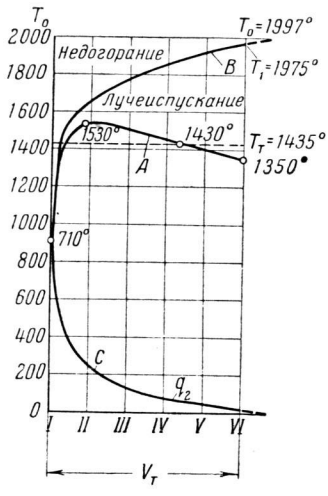
[1] См. «Труды МВИТ», вып. 7, 1928, стр. 7—53.

[2] γ — угол, под которым лучи, исходящие от раскаленного слоя топлива падают на водяную поверхность нагрева.

Поэтому здесь осуществление размеров топочного пространства, достаточных для полного сгорания, вполне достижимо и не встречает препятствий из-за чрезмерного снижения температуры.

В паровозном же котле приходится поневоле осуществлять топку значительно меньшего объема $V_{наивыг.}$, который дает наименьшее для котлов данного типа значение q_2'.

С точки зрения подтверждения изложенной теории большой интерес представляют опыты, проведенные с котлами Бабкок и Вилькокс (МОГЭС). На фиг. 22 представлены результаты детальной разработки одного из опытов с этим котлом. Кривая изменения температур топочного пространства построена по данным непосредственных измерений во время опыта, которые на фигуре показаны кружками. Температуры 1530, 1430 и 1350° получены в топочном пространстве на уровне над подом топки в 1,0, 3,8 и 6,0 м — под самыми трубами. Начальная температура горения 710° получена расчетом, принимая теплосодержание летучих для нефти в 75% от полной ее теплопроизводительности.



Фиг. 22.

Исходя из кривой *A* (фиг. 22) и учитывая прямую отдачу, которая для отдельных участков объема топки будет пропорциональна четвертой степени средней температуры топочного пространства (формула Стефана-Больцмана), получаем кривую *B* температур горения.

Имея эту кривую, уже нетрудно определить для любого пункта топки суммарную потерю от недогорания. Кривая изменения этой потери дана на фиг. 22 внизу (кривая *C*).

Таким образом, мы видим, что действительная картина топочного процесса, полученная по непосредственным опытным данным, вполне совпадает с той схемой явления, которая была нами изложена выше.

Подобные же опыты, правда, с несколько меньшей полнотой измерений, но зато в гораздо большем количестве, производились и с паровозными котлами.

На фиг. 23 приведен результат одного из опытов с паровозным котлом на нефтяном отоплении (паровоз серии O^0).

Сравнивая работу паровозной топки и топки стационарного водотрубного котла, видим, что температура топочного пространства в первом из них даже при очень форсированной работе едва достигает 1350°, тогда как в водотрубном котле при средней форсировке имеем ~1500°.

Далее, в связи с малым объемом топки недогорание в паровозном котле достигает несколько бóльших

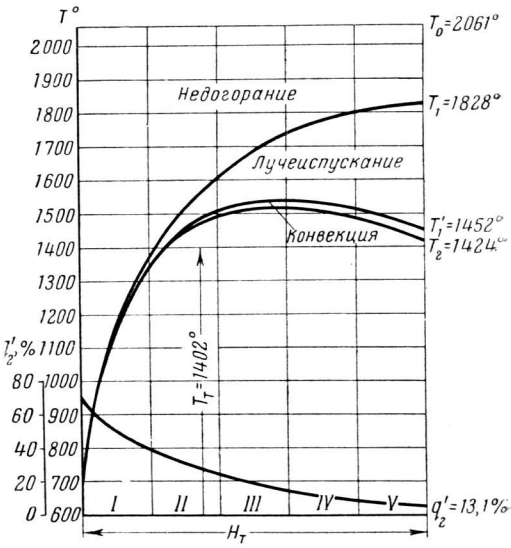
величин, чем в водотрубном, где оно практически почти равно нулю.

Возвращаясь к учету тепловых потерь в паровозной топке, из которых мы рассмотрели лишь химические потери, обусловливаемые неполным или несовершенным (сажа) сгоранием топлива, скажем несколько слов и о так называемых механических потерях, которые можно разделить на:

1) потери в несгоревшем топливе, уносимом в виде угольков в дымовую коробку;

2) потери от провала несгоревшего топлива, шлаков и золы через прозоры между колосниками в зольник;

3) потери в шлаках и коксе, остающихся на колосниковой решетке.



Фиг. 23.

Если обозначить веса уноса, провала в зольник и остатка на решетке, отнесенные к 1 часу работы котла, через $B_у$, $B_з$ и $B_к$, теплотворную способность шлаков в зольнике — через $K_з$ и кокса — через $K_к$, то сумма механических потерь горения выразится в процентах от располагаемого тепла, полученного при сгорании, следующим образом:

$$q_2'' = \frac{B_у K_у + B_з K_з + B_к K_к}{B_h K_р^н} 100.$$

Первая потеря (унос) несколько возрастает, как показывают опыты, с увеличением форсировки, что вполне понятно, так как, очевидно, количество уноса должно находиться в прямой зависимости от скорости протекания газов по дымоходам, т. е. от степени интенсивности тяги. Однако абсолютная величина уноса при форсированной работе паровоза значительно понижается с применением соответствующих мер борьбы против уноса, как то: смачивание угля, наличие свода в топке, применение вентиляторной тяги вместо конусной, правильный режим отопления, что доказано практикой работы наших лучших машинистов-кривоносовцев. Механические же потери в самой топке (провал в зольник и остаток на решетке) являются величиной почти постоянной для данного сорта топлива.

Необходимо заметить, что точный метод учета и взвешивания несгоревших остатков обычно не достигает цели в паровозах, так как значительное количество более мелких частиц уносится, несмотря на

предохранительные сетки, вместе с дымом в трубу, не поддаваясь никакому учету.

Этим и объясняется, что даже при самых точных испытаниях работы котельных установок на угольном отоплении при составлении теплового баланса иногда получается невязка, доходящая до 15%.

Предполагая грубо, что кусочки угля на решетке имеют шаровидную форму, имеем вес кусочка угля равным

$$G = \frac{\pi d^3}{6}\delta,$$

где d — диаметр куска;

δ — удельный вес угля.

Динамическое давление воздушных струй, притекающих к топливу со скоростью w и стремящихся вынести кусочек из слоя

$$P = K\frac{\gamma w^2}{g}\frac{\pi d^2}{4},$$

где γ — удельный вес воздуха;

g — ускорение силы тяжести;

K — коэффициент лобового сопротивления.

Максимальный диаметр выносимых из слоя кусков угля определяется из неравенства

$$K\frac{\gamma w^2}{g}\frac{\pi d^2}{4} \leqslant \frac{\pi d^3}{6}\delta,$$

откуда

$$\max d = 1{,}5\frac{K\gamma}{g\delta}w^2.$$

Величина $\frac{K\gamma}{g\delta}$ колеблется на практике сравнительно в узких пределах и может быть принята около 0,07, т. е.

$$\max d = 0{,}1\,w^2, \tag{73}$$

причем

$$w = \frac{YRL_0\alpha}{3600\,\gamma\Omega_p}, \tag{74}$$

где Ω_p — суммарная площадь живого сечения колосниковой решетки.

Таким образом, относительная величина уноса возрастает вместе с увеличением форсировки Y и коэффициента избытка воздуха α. Самый же темп этого возрастания будет зависеть от крупности кусков топлива, его спекаемости и применяемых мероприятий против уноса.

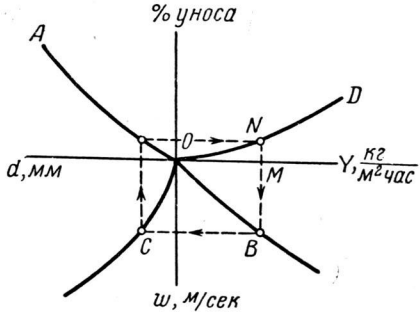
Изложенная теория прекрасно иллюстрируется графиком фиг. 24. Кривая OA дает процент зерен различной крупности в угольном слое; OB — кривая скоростей подводимого воздуха. Имея эту кривую, по уравнению (73) находим d, которые и откладываем в функции от w (кривая OC); наконец, по кривой OA находим процент содержания соответствующей крупности зерен, а следовательно, и процент уноса. Порядок

нахождения точки N, принадлежащей искомой кривой OD, определяемой уравнением

$$q_2'' = f(Y),$$

указан на фигуре стрелками. Исходной точкой построения является точка M.

Таким образом, можно установить следующие основные зависимости потери от уноса, а именно, q_2'' растет: 1) с увеличением Y ; 2) с увеличением α; 3) с уменьшением содержания влаги в топливе; 4) с уменьшением содержания летучих в топливе; 5) с увеличением мелочи в топливе; 6) с уменьшением скорости горения.



Фиг. 24.

Зависимости (73) и (74) вытекают из того соображения, что так как вес горящего на решетке слоя будет, очевидно, тем меньше по отношению к весу топлива, загруженного в топку, чем больше топливо содержит летучих и влаги, то и унос, пересчитанный в процентах от веса загруженного топлива, будет тем меньше, чем богаче топливо летучими и чем оно влажнее.

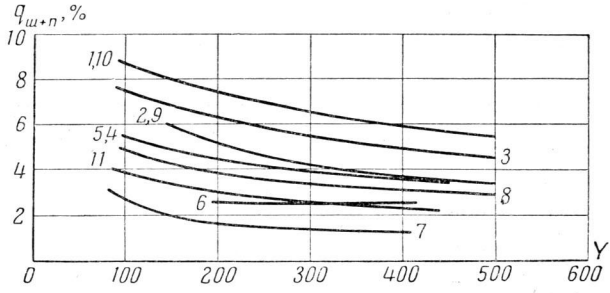
Все указанные зависимости подвергались проверке на стационарных котлах и в общем получили полное подтверждение.

При очень мелких, слабо спекающихся или совсем неспекающихся углях потери от уноса и провала достигают наибольшей величины, почему для сжигания угольной мелочи прибегают даже в стационарных котельных установках, работающих при весьма незначительной тяге, к устройству специальных топок с сильно увеличенной площадью колосниковой решетки, дающей возможность работать с меньшим разрежением в борове (дымовой коробке). Рациональное же сжигание угольной мелочи в паровозах, работающих с громадным разрежением в дымовой коробке, еще труднее.

Практика работы некоторых наших железных дорог на угольной мелочи Донецкого бассейна показала, что смачивание угля рационально иногда доводить до 30% при тщательном перемешивании угля с водой в особых лотках или ящиках. При этом надо заметить, что уменьшение уноса за счет смачивания угля достигается ценой некоторого понижения топочной температуры, особенно нежелательного для углей, содержащих значительный процент водорода.

Из других мероприятий для борьбы с чрезмерным уносом следует указать на топочные своды, которые, помимо прямого своего назначения — аккумулирования тепла и поддержания в топке более равномерной температуры — удлиняют путь газов в пределах топочной камеры и способствуют отсеиванию увлеченных с зеркала горения частиц топлива.

Применение к паровозам механических топок (стокеров), широко практикуемых на мощных паровозах, несколько увеличивает механические потери горения вследствие примененного в этих устройствах принципа разбрасывания угля по колосниковой решетке струйками пара.



Фиг. 25.

На фиг. 25, 26 и 27 приведены экспериментальные данные о величине потерь от уноса и потерь в шлаке и провале для паровозов с ручным отоплением (Э^{Р}, СО, СО^{К}) и со стокером (ФД, ИС).

Цифры на кривых относятся к следующим условиям:

1 — паровозы ФД и ИС при отоплении смесью из 50% донецкого угля марки ПЖ и 50% антрацита рядового со штыбом АРШ;

2 — паровозы ФД и ИС при отоплении тройной смесью; 3% угля марки ПС, 30% угля марки Г и 40% антрацита марки АК;

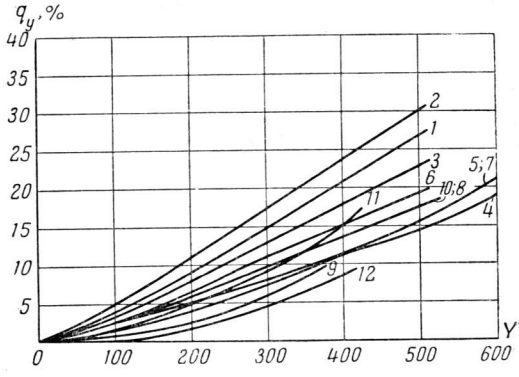
3 — паровозы ФД и ИС при отоплении смесью из 70% угля марки Г и 30% антрацита марки АМ;

4 и *5* — паровоз ФД при отоплении длиннопламенным донецким углем марки Д;

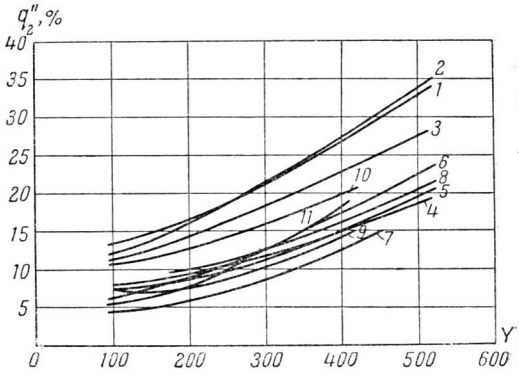
6 — тот же паровоз при отоплении рядовым (несортированным) углем марки Г;

7 — тот же паровоз на отштыбленном угле марки Г (пропущенном через сито с размером ячеек 6 × 6 мм);

8 — паровоз ФД с широкотрубным пароперегревателем на угле марки Д;



Фиг. 26.



Фиг. 27.

9 — паровоз СО на смеси из 25% угля марки ПЖ и 75% АРШ;

10 — паровоз серии Э^{Р} на той же угольной смеси;

11 — паровоз $Э^{Р}$ на смеси из 60% угля марки ПЖ и 40% тощего угля марки Т;

12 — паровоз серии $СО^{К}$ (с конденсацией пара и вентиляторной тягой) на смеси из 25% угля марки ПЖ и 75% АРШ.

Приведенные данные показывают, что тепловые потери в провале и шлаках при рядовых форсировках колеблются в узких пределах (4—6%). Суммарная потеря тепла от механического недогорания при стокерном отоплении и форсированной работе достигает при отоплении смесями углей марки ПЖ и ПС с антрацитом 30%, падая при отоплении газовыми и длиннопламенными углями до 20%. Объясняется это тем, что твердые частицы углей марок Г и Д, обладающих большой горючестью, находясь во взвешенном состоянии в топочном пространстве, успевают в значительной степени сгореть до выхода в трубы.

При ручной загрузке топлива механические потери горения при отоплении смесями спекающихся каменных углей с антрацитами или тощими углями достигают примерно 20%.

Замена пульсирующей конусной тяги равномерной вентиляторной дает некоторое снижение уноса.

Мы уже констатировали выше, что доминирующее влияние на величину потери от уноса оказывает величина динамического давления воздуха на слой топлива

$$q_{у} = Б' \frac{\gamma_{в} W_{в}^{2}}{2g} = Б'' \frac{\gamma_{в}^{2} W_{в}^{2}}{\gamma_{в}} = Б'' \frac{U_{в}^{2}}{\gamma_{в}}.$$

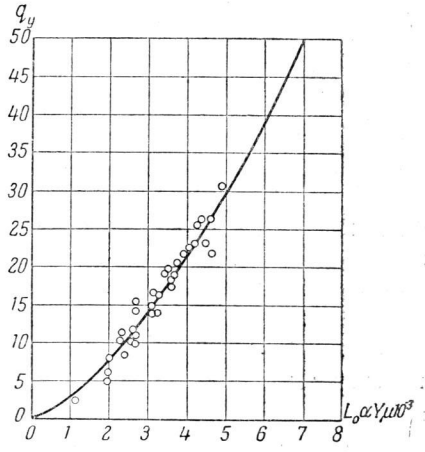
Здесь $\gamma_{в}$, $W_{в}$ и $U_{в}$ — удельный вес, линейная и весовая скорости воздуха. Принимая $\gamma_{в} = \text{const}$ и замечая, что по опытам Гутермута и Фрицше с протеканием воздуха и пара

$$Б'' = \frac{Б}{U_{в}^{m}},$$

имеем

$$q_{у} = Б U_{в}^{2-m} = Б \left(\frac{L_{0} \alpha B_{h} \mu}{3600\, R}\right)^{2-m} = Б \left(\frac{L_{0} \alpha Y \mu}{3600}\right)^{2-m}. \qquad (75)$$

Величины коэффициента $Б$ и показателя $2 - m$ могут быть выявлены только опытным путем.



Фиг. 28. Потери тепла с уносом на паровозах серий ФД и ИС при отоплении смесью донецких углей с антрацитами.

На фиг. 28, 29 и 30 нанесены величины потерь с уносом для некоторых паровозов и углей и по ним проведены кривые, выражающие зависимости

$$q_{у} = f(L_{0} \alpha Y \mu).$$

На основе этих данных, а также приведенных на фиг. 25, можно предложить следующие эмпирические выражения для механических потерь горения при угольном отоплении:

$$q_2'' = \frac{A}{4{,}6 + \sqrt{Y}} + Б\left(\frac{L_0 \alpha Y_\mu}{3600}\right)^{1{,}5}. \qquad (76)$$

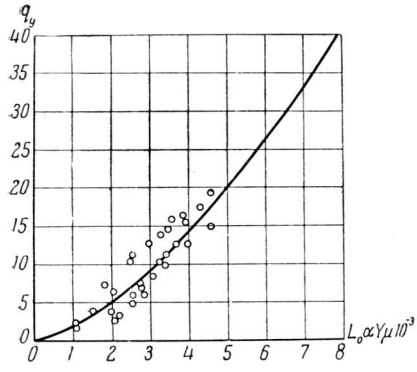
Значение коэффициента A:

смеси углей марок ПС и ПЖ с антрацитами	$A = 120$
угли марок Г и Д	$A = 80$
уголь ПЖ, уголь Г и отштыбленный	$A = 35 \div 50$

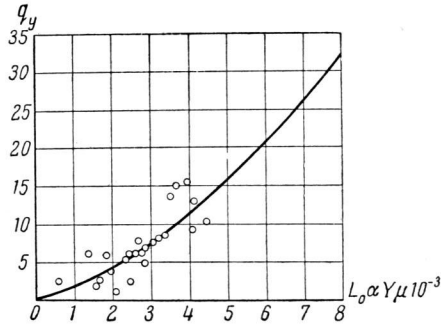
Значение коэффициента $Б$:

угли марок ПС и ПЖ с антрацитами при стокерном отоплении .	$Б = 17 \div 20$
угли марок Г и Д при стокерном отоплении	$Б = 12 \div 14$
смеси каменных углей с антрацитами при ручном отоплении	$Б = 10$

Что касается потерь на дровяном отоплении, то там они даже при форсированной работе не превышают 10—15%.



Фиг. 29. Потери тепла с уносом на паровозах серий ФД и ИС при отоплении углями марок Г и Д.



Фиг. 30. Потери тепла с уносом на паровозах серий $Э^Р$ и СО при отоплении смесью донецких углей с антрацитами.

При нефтяном отоплении потери этого рода совсем отсутствуют, если не считаться с имеющей иногда место утечкой несгоревшей нефти в зольник, ощутимой лишь при очень слабой интенсивности горения.

Потери топлива, связанные с форсированной работой паровоза, никоим образом не должны рассматриваться как препятствие к дальнейшему повышению форсировки. Нельзя оценивать использование паровоза только по его тепловой работе. Экономичность работы паровоза должна рассматриваться с точки зрения ее конечного эффекта. Повышая форсировки паровоза, мы увеличиваем его мощность, скорости движения поездов, а следовательно, ускоряем оборот паровозов и вагонов, что при заданном грузообороте требует меньшего количества единиц подвижного состава.

Меньшее количество паровозов, обслуживающих данный грузо- и пассажирооборот, требует и меньшего количества топлива, что в конечном итоге ведет не к увеличению, а к уменьшению общего количества, сжигаемого в паровозах.

Глава VII

ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ГОРЕНИЯ И ЕЕ ЗАВИСИМОСТЬ ОТ НАПРЯЖЕНИЯ КОЛОСНИКОВОЙ РЕШЕТКИ И КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

В предыдущей главе мы закончили общий обзор первой группы тепловых потерь, имеющих место в топочной камере паровозного котла, и указали как причины, обусловливающие ту или иную величину этих потерь, так и методы количественного их подсчета.

Называя через Q_0 располагаемое тепло в топке, через Q_2' и Q_2'' — химические и механические потери при сгорании, получим действительно реализуемое в топке тепло

$$Q = Q_0 - (Q_2' + Q_2''). \tag{77}$$

Подставляя эту величину в наше основное уравнение тепла, мы можем определить из него ту температуру, которая этому теплу соответствует. Эту температуру T_1 мы назовем действительной температурой горения; термин «действительная» принципиально не вполне правилен, так как некоторая часть тепла сгорания передается, как мы уже говорили, непосредственно стенкам топочной коробки (прямая отдача, теплопередача лучеиспусканием) и не участвует в повышении температуры газового потока. Прекрасным примером прямой отдачи в чистом ее виде является наше солнце, отделенное от земного шара необозримым безвоздушным пространством и тем не менее вполне обслуживающее нас необходимым для жизни теплом.

Уравнение тепла, написанное для данного случая, принимает следующий вид:

$$Q_0 - (Q_2' + Q_2'') = MT_1 + NT_1^2, \tag{78}$$

где $M = \mu B_h G_b c$ и $N = \mu B_h G_b \delta$.

Коэффициент μ, учитывающий потери тепла в провале, шлаке и уносе, легко может быть выражен через q_2'':

$$\mu = \frac{100 - q_2''}{100}.$$

Величина этого коэффициента при проектировании нового котла может быть взята в соответствии с данными предыдущей главы следующая:

хорошо спекающиеся угли при отоплении вручную . .	$\mu = 0{,}88 \div 0{,}92$
угли среднего качества при отоплении вручную	$\mu = 0{,}80 \div 0{,}85$
тощие угли при отоплении вручную	$\mu = 0{,}60 \div 0{,}70$
угольное отопление при помощи стокера	$\mu = 0{,}70 \div 0{,}80$
дровяное »	$\mu = 0{,}85 \div 0{,}90$
нефтяное »	$\mu = 1{,}00$

В качестве конкретного примера определения действительной температуры горения подсчитаем ее величину для условий выбранной нами выше опытной поездки.

Имея расход нефти за поездку $B_h = 450$ кг и расход пара на пульверизацию $b_ф = 52$ кг и зная продолжительность поездки (время в ходу) $t_x = 0{,}894$ часа, получаем расход топлива-смеси, приведенный к 1 часу:

$$B_h' = \frac{450 + 52}{0{,}894} = 562 \text{ кг};$$

полная часовая потеря тепла вследствие химической неполноты сгорания углерода

$$Q_2' = 56{,}9\, C' \frac{CO}{CO_2 + CO}\, B_h' = 56{,}9 \cdot 77{,}4 \frac{1{,}26}{12{,}56 + 1{,}26} 562 = 225\,500 \text{ ккал/час.}$$

или в процентах от располагаемого тепла

$$q_2' = \frac{Q_2'}{Q_0} 100 = 4{,}49\,\%;$$

механические потери принимаем равными нулю

$$Q_2'' = 0;$$

после этого, подставляя полученные величины в уравнение (78) и решая его относительно T_1, получаем

$$T_1 = 1894°C.$$

При графическом методе исследования, т. е. при построении кривой тепла, температура T_1 определится следующим образом: откладывая от начала координат вправо по оси абсцисс тепло Q в соответствующем масштабе, проводим в конечной точке ординату до пересечения с кривой тепла; отсчитанное в масштабе температур вертикальное расстояние по этой ординате от оси абсцисс до кривой тепла и даст искомую температуру (фиг. 1).

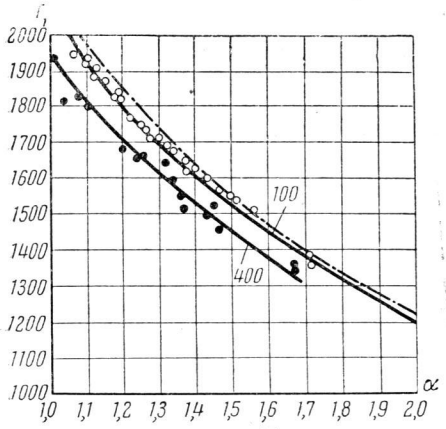
Переходя теперь к вопросу об изучении характера зависимости величины T_1 от тех или иных факторов топочного процесса, мы a priori можем сказать, что эта температура зависит прежде всего от коэффициента избытка воздуха, так же как и теоретическая температура T_0. Кроме того, величина T_1 зависит от вычитаемого члена в выражении (77), как это явствует из метода определения T_0, а так как топочные потери находятся, как мы видели выше на ряде конкретных примеров, в функ-

циональной зависимости от α и от интенсивности горения Y, то в конечном итоге имеем

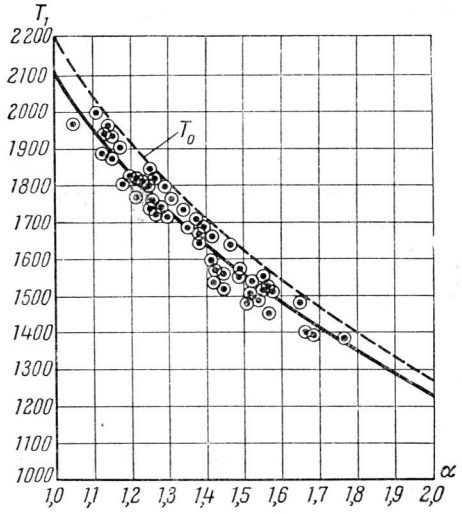
$$T_1 = f(Y, \alpha).$$

Эти соображения вполне подтверждаются полученными опытным путем данными, представленными на фиг. 31 и 32.

На фиг. 31 (нефтяное отопление) по оси абсцисс отложены величины коэффициента избытка воздуха, а по ординатам — соответствующие значения T_1, полученные в результате разработки данных опытных поездок



Фиг. 31.



Фиг. 32.

с целым рядом как пассажирских, так и товарных паровозов на нефтяном отоплении. Белые кружки относятся к опытам, при которых интенсивность горения была незначительна — от 60 до 130 кг/м² час, в среднем же 100 кг/м² час; черные кружки — к опытам с интенсивностью горения в среднем около 400 кг/м² час. Расположение опытных точек прежде всего показывает, что температура горения резко падает при увеличении избытка воздуха при одной и той же интенсивности горения.

Кроме того, черные кружки расположились определенно ниже белых (в порядке зависимости тех и других от α), т. е. температура T_1 при одном и том же избытке воздуха понижается с увеличением форсировки топки.

Кривые, нанесенные на фиг. 31 для выражения закона изменения температур от избытка воздуха, имеют среднюю точность относительно отдельных точек около 1%. Пунктиром нанесена кривая изменения теоретической температуры горения T_0. При этом все семейство кривых может быть выражено уравнением

$$T_1 = \frac{10\,000}{3{,}5\,(\alpha + 0{,}0003\,Y) + 1{,}2}\ ^1. \qquad (78)$$

[1] Формула (79) применима в пределах изменения α от 1 до 2 и величины Y от 100 до 600.

Высокая степень согласованности этого уравнения с данными непосредственного опыта позволяет нам смело рекомендовать его для всякого рода подсчетов, требующих знания величины действительной температуры горения.

На фиг. 32 нанесены значения величины T_1, подсчитанной по уравнению (78) для опытных поездок с паровозами на угольном отоплении (вручную и при помощи стокера). Нанесенная на фигуре сплошная кривая, выражающая эмпирический закон зависимости T_1 от α, имеет уравнение

$$T_1 = \frac{10\,000}{3{,}34\,\alpha + 1{,}42}. \qquad (80)$$

Ординаты пунктирной кривой дают величины T_0.

Совершенно понятно, что к помощи эмпирических уравнений (79) и (80) следует прибегать лишь в тех случаях, когда неизвестен весовой расход топлива, а также состав топлива и продуктов сгорания, в противном случае T_1 определяется по уравнению тепла.

Глава VIII

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ. ГИПОТЕЗЫ РЕДТЕНБАХЕРА И РАНКИНА. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ДЫМОГАРНЫХ ТРУБАХ. ГРАФИЧЕСКИЙ СПОСОБ РАСЧЕТА И ЕГО ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ

Рассмотрев в предыдущих главах все наиболее существенные вопросы, касающиеся процесса сгорания топлива, с возможной подробностью, переходим к изучению дальнейшей работы газового потока, заключающейся в передаче тепла через стенки топочной коробки и дымогарных труб котловой воде, омывающей наружные поверхности нагрева.

Так как непосредственная практическая цель устройства паровых котлов именно заключается в осуществлении указанной передачи тепла от газов воде, то, естественно, что явление теплопередачи в целом и все отдельные его факторы с давних пор служили предметом исследования многих ученых теплотехников.

Несмотря на этот общий интерес, мы, к сожалению, должны сознаться, что эта отрасль технического знания до сих пор еще находится в гипотетической стадии своего научного развития. Объясняется это главным образом чрезвычайной сложностью подлежащего изучению явления и массой самых разнообразных факторов, влияющих в той или иной степени на интенсивность теплопередачи, строгое разграничение сфер влияния которых представляется практически трудно разрешимой задачей.

В настоящее время можно считать твердо установленными всей совокупностью предыдущих исследований следующие основные принципы теплопередачи:

1) количество тепла, передаваемое от одного тела к другому, пропорционально времени протекания процесса теплообмена:

2) это количество тепла пропорционально величине поверхности, разделяющей тело с более высокой температурой от тела с низшей температурой.

3) оно является функцией разности температур реагирующих тел, возрастая с увеличением этой разности.

Что касается выявления этой последней зависимости, то в этой области мы имеем пока лишь ряд отдельных гипотез, более или менее вероятных и имеющих каждая своих сторонников и противников. Из этих гипотез наибольшим распространением пользуются в настоящее время две: гипотеза Редтенбахера[1] и гипотеза Ранкина.

Согласно первой из них количество передаваемого тепла пропорционально при прочих равных условиях первой степени разности температур; согласно второй — пропорционально квадрату этой разности. Ввиду того, что температуры тела, отдающего тепло, и тела, получающего тепло (обе одновременно или какая-либо одна из них), являются всегда величинами переменными, уравнение, выражающее в общем виде закон теплообмена, должно быть написано в дифференциальной форме и иметь вид:

$$-dQ = KhdHf(T - t_к), \tag{81}$$

где dQ — количество тепла (ккал), переданного от одного источника к другому; величина эта будет всегда отрицательной по отношению к источнику тепла, обладающему более высокой температурой;

h — время в часах, в течение которого происходила теплопередача;

dH — бесконечно малый элемент стенки (поверхности нагрева), разделяющей оба тела;

T и $t_к$ — температуры тел по обе стороны элемента разделяющей стенки;

K — коэффициент пропорциональности.

Согласно гипотезе Редтенбахера предыдущее уравнение может быть написано в виде

$$-dQ = KhdH(T - t_к). \tag{82}$$

В формулировке же Ранкина оно приобретает вид

$$-dQ = ShdH(T - t_к)^2, \tag{83}$$

где S по смыслу формулы, так же как и K, — некоторый постоянный коэффициент.

---

[1] Автор допускает историческую неточность, приписывая (здесь и в дальнейшем изложении) Редтенбахеру гипотезу Ньютона. — *Ред.*

Обе приведенные гипотезы относятся к случаю передачи тепла от одного тела к другому исключительно путем соприкосновения (конвекции). Между тем в действительности теплопередача в топке и дымогарных трубах совершается одновременно соприкосновением и лучеиспусканием, причем преобладающим в количественном отношении может оказаться или тот или другой способ. Так, например, в паровозном котле с внутренней топкой в пределах топочной камеры передача тепла в подавляющей своей части происходит путем лучеиспускания раскаленного слоя газового факела, тогда как в дымогарных трубах этот способ передачи тепла почти отсутствует. Вопрос о передаче тепла лучеиспусканием будет подробно обследован нами в дальнейшем изложении, пока же необходимо только заметить, что в этом случае количество передаваемого тепла в гораздо более сильной степени зависит от температур источников, чем при теплопередаче соприкосновением.

Поэтому, принимая условно, что полное количество тепла, передаваемого от одного тела к другому как соприкосновением, так и лучеиспусканием, может быть представлено в виде выражения

$$dQ = KhdH\,(T - t_к)^n,$$

мы должны помнить, что показатель n, строго говоря, не есть величина постоянная, а возрастает с увеличением интенсивности лучеиспускания, поэтому в топке n должно быть больше, чем в дымоходах; что касается протекания газов по дымогарным трубам, то и здесь показатель n будет иметь наибольшую величину вблизи задней трубчатой решетки, хотя, вообще говоря, действие лучистой теплоты в дымогарных трубах должно быть настолько слабо, что практически с ним можно не считаться.

К сожалению, абсолютная величина показателя n, а равно и закон ее изменения нам в точности неизвестны, да и оперирование с уравнением теплопередачи при переменном n было бы весьма затруднительно. Ввиду этого и основываясь на том, что гипотеза Редтенбахера [1], повидимому, все-таки ближе к истине в смысле вычисления явления теплопередачи, чем вторая гипотеза, мы и примем ее для исследования процесса теплообмена как в дымогарных трубах, так и в топочной камере паровозного котла.

Для выяснения закона теплопередачи в дымогарных трубах выделим тонкий слой газов сгорания (фиг. 33), находящийся на расстоянии x от плоскости задней трубчатой решетки паровоза и ограниченный двумя вертикальными плоскостями, отстоящими друг от друга на бесконечно малую величину dx. Передача тепла от газов, заключенных в выделенном слое, котловой воде будет, очевидно, происходить через элемент поверхности, равный для каждой дымогарной трубы (πddx) м^2, если d —

[1] См. примечание на стр. 169.

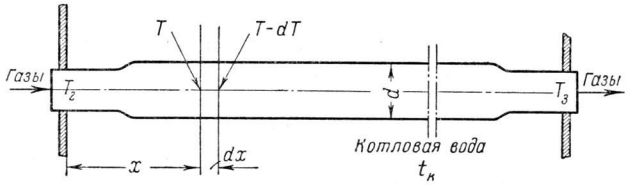
внутренний диаметр трубы, а для всего комплекта труб в данном котле — через поверхность $n\pi ddx$, где n — число труб. Температуру газов в плоскости, ближайшей к задней трубчатой решетке, обозначим через T; тогда температура на противоположной границе выделенного сечения будет $T - dT$, и отданное газами в пределах выделенного слоя тепло может быть выражено через

$$dQ = c'_p G_b B_h [(T - dT) - T] = - c'_p G_b B_h dT. \tag{84}$$

С другой стороны, количество тепла, полученного водой через соответствующую поверхность нагрева, будет

$$dQ = n\pi ddx K (T - t_к), \tag{85}$$

где K — коэффициент теплопередачи.



Фиг. 33.

Выражения (84) и (85) будут математически точны лишь при том условии, что символами T и $t_к$ обозначены температуры газов и воды, измеренные по обе стороны разделяющей стенки в бесконечно близких от нее расстояниях. Замечая, однако, что температура котловой воды с достаточной для практических целей точностью может быть принята одинаковой для всего объема водяного пространства точно так же как и температура газовой струйки, заполняющей внутренность трубы, может быть принята одинаковой для всех точек данного поперечного сечения трубы вследствие небольших поперечных размеров этой последней и весьма значительной скорости газов внутри трубы, обеспечивающей равномерное их перемешивание, мы будем в дальнейшем понимать под символами $t_к$ и T некоторые средние значения температур, из которых первое является постоянным для всего котла (т. е. на протяжении всей длины дымогарных труб), а второе будет постоянным лишь в пределах внутреннего сечения наших n дымогарных труб любой вертикальной плоскостью.

После сделанного отступления, необходимого для ясной формулировки трактуемого вопроса, переходим к дальнейшему развитию наших выводов.

Ввиду того, что левые части выражений (84) и (85) означают одно и то же количество тепла, правые части этих выражений также должны быть равны; поэтому

$$- c'_p G_b B_h dT = n\pi ddx K (T - t_к). \tag{86}$$

Переходя к интегрированию написанного дифференциального уравнения теплопередачи, установим прежде всего пределы. Нижним пределом изменения температур будет начальная температура газов, с которой они вступают в отверстия задней трубчатой решетки, — назовем ее T_2; верхним пределом будет температура в произвольном сечении, отстоящем на расстоянии x от плоскости задней трубчатой решетки, — обозначим ее T.

Пределы интегрирования правой части уравнения (86), содержащей переменную величину x, будут соответственно: $x_1 = 0$ и $x_2 = x$.

После этого имеем

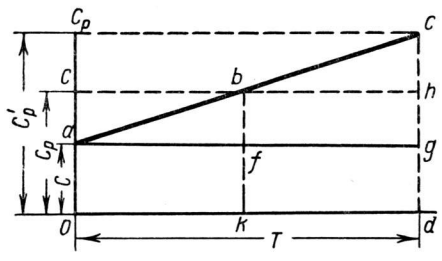
$$-\int_{T_2}^{T} c'_p G_b B_h \frac{dT}{T - t_к} = \int_0^x n\pi d\, K d\, x. \tag{87}$$

Остается сказать еще несколько слов о величине теплоемкости газов c'_p, входящей в левую часть уравнения.

Выше, при выводе основного уравнения тепла, мы имели дело со средними теплоемкостями газов c_p в пределах изменения температуры от 0 до $T°$; в уравнении (86) мы имеем дело с выявлением теплопередачи в дифференциальной форме — для бесконечно тонкого слоя газов, поэтому под величиной c'_p здесь необходимо понимать значение теплоемкости, так сказать, «мгновенное», справедливое для температуры T газовой смеси.

Для установления явного вида выражения величины c'_p по известному уже из предыдущих выводов значению

$$c_p = c + \delta T$$



Фиг. 34.

обращаемся к фиг. 34. Здесь прямая abc выражает закон изменения теплоемкости газов в функции температуры. Установим некоторые пределы изменения температуры, скажем, от 0° до температуры $T°$, изображенным в выбранном масштабе отрезком $\overline{od}$. Среднее в выбранных пределах изменения температуры значение теплоемкости соответствует отрезку $\overline{kb}$, если k есть середина длины $\overline{od}$, следовательно,

$$\overline{kb} = \overline{kf} + \overline{fb} = c_p = c + \delta T,$$

откуда

$$\overline{kf} = \overline{Oa} = \overline{dg} = c,$$
$$\overline{fb} = \overline{ac} = \overline{hc} = \delta T.$$

и, наконец,

$$\overline{dc} = c'_p = \overline{dg} + \overline{gh} + \overline{hc} = \overline{dg} + \overline{2\,gh} = c + 2\delta T.$$

То же самое выражение теплоемкости может быть выведено дифференцированием по T выражения

$$Q = G_b B_h (cT + \delta T^2).$$

Подставляя найденное выражение для c'_p в уравнение (86), получаем

$$G_b B_h \int_{T_2}^{T} \frac{c + 2\,\delta T}{T - t_к} Dt = n\pi\, dKx. \tag{88}$$

Разлагая интеграл левой части на два слагаемых, имеем

$$\int_{T_2}^{T} c \frac{dT}{T - t_к} + \int_{T_2}^{T} 2\delta \frac{T dT}{T - t_к}.$$

Выполняя интегрирование первого слагаемого, находим

$$c \int_{T_2}^{T} \frac{dT}{T - t_к} = c \ln (T - t_к) - c \ln (T_2 - t_к) = - c \ln \frac{T_2 - t_к}{T - t_к}.$$

Второй интеграл берем подстановкой, вводя новое переменное

$$y = T - t_к,$$

откуда

$$T = y + t_к;\ dT = dy;$$

$$2\delta \int_{T_2}^{T} \frac{T dT}{T - t_к} = 2\delta \int_{T_2 - t_к}^{T - t_к} \frac{(y + t_к)\, dy}{y} = 2\delta \int_{T_2 - t_к}^{T - t_к} dy + 2\,\delta t_к \int_{T_2 - t_к}^{T - t_к} \frac{dy}{y} =$$

$$= - 2\delta [(T_2 - t_к) - (T - t_к)] - 2\delta\, t_к \ln \frac{T_2 - t_к}{T - t_к} = 2\delta (T_2 - T) - 2\,\delta t_к \ln \frac{T_2 - t_к}{T - t_к}.$$

Подставляя найденные значения интегралов в уравнение (87), пишем:

$$- G_b B_h \left[- c \ln \frac{T_2 - t_к}{T - t_к} - 2\,\delta t_к \ln \frac{T_2 - t_к}{T - t_к} - 2\delta (T_2 - T) \right] =$$

$$= (G_b B_h c + 2\, G_b B_h\, \delta t_к) \ln \frac{T_2 - t_к}{T - t_к} + 2\, G_b B_h\, \delta (T_2 - T) =$$

$$= (M + 2 N t_к) \ln \frac{T_2 - t_к}{T - t_к} + 2N (T_2 - T) = n\pi\, dKx. \tag{89}$$

Обозначая величину омытой газами поверхности нагрева дымогарных труб от входных их отверстий до произвольного сечения x через H_x, получим уравнение теплопередачи в окончательной форме

$$(M + 2Nt_к)\ln\frac{T_2 - t_к}{T - t_к} + 2N(T_2 - T) = KH_x. \qquad (90)$$

Распространяя уравнение теплопередачи на всю поверхность нагрева дымогарных труб, т. е. производя интегрирование дифференциального уравнения в правой части от нуля до L, а левой — от T_2 до $T_з$, получаем аналогично предыдущему

$$(M + 2Nt_к)\ln\frac{T_2 - t_к}{T_з - t_к} + 2N(T_2 - T_з) = K_д H_д, \qquad (91)$$

где $H_д$ — вся омываемая газами поверхность дымогарных труб.

Выведенное уравнение теплопередачи находит применение в двух основных случаях:

1) оно может быть с успехом применено при проектировании новых паровозов для определения необходимой и достаточной величины поверхности нагрева труб, если при этом считать известной величину коэффициента теплопередачи $K_д$; тогда, задаваясь желательной степенью охлаждения газов в котле (температурой $T_з$), определяем из уравнения (91) величины $H_д$;

2) в случае исследования работы существующего паровоза уравнение (91) позволяет определить по данным опыта величину $K_д$ для любых частных условий работы паровоза, т. е. позволяет (при достаточном количестве опытов) создать базу для научно обоснованного проектирования котла.

Уравнение это устанавливает, как видим, зависимость между величиной поверхности нагрева, омытой газами на некотором участке их пути, и той температурой T, которая устанавливается в конечной точке выделенного участка. Величина K, характеризующая интенсивность теплообмена и называемая обычно коэффициентом теплопередачи, должна быть определена предварительно из опыта. Она представляет собой то количество тепла в килокалориях, которое передается от одного тела к другому в течение 1 часа через 1 м², разделяющей их поверхности при условии, что разность температур обоих тел поддерживается равной 1°С. Другими словами, величина K имеет измерение ккал / м² час°С.

Применяя уравнение (91) к условиям разрабатываемой нами опытной поездки с паровозом серии $Н^В$, имеем:

при среднем за опытную поездку давлении пара в котле $P_к = 12{,}6$ ата температура котловой воды $t_к = 189$°С.

Температуры газов перед входом в трубчатую часть котла и по выходе из трубок в дымовую коробку измерялись во время опытной поезд-

ки термоэлектрическими пирометрами. Средние за поездку величины этих температур, после введения в них соответствующих исправлений[1], оказались равными

$$T_2 = 1410°\text{C};\ T_3 = 446°\text{C}.$$

Омываемая газами поверхность нагрева дымогарных труб составляет

$$H_д = 120{,}1\ \text{м}^2.$$

Коэффициенты уравнения тепла были подсчитаны ранее и оказались равными:

$$M = 2094;\ N = 0{,}2319.$$

Подставляя все эти величины в уравнение (91), получаем:

$$(2094 + 2 \cdot 0{,}2319 \cdot 189)\, 2{,}303 \lg \frac{1410 - 189}{446 - 189} + 2 \cdot 0{,}2319\,(1410 - 446) = 120{,}1\ K_д$$

или

$$5024 \lg \frac{1221}{257} + 0{,}4638 \cdot 964 = 120{,}1\ K_д,$$

откуда

$$K_д = 32{,}03\ \text{ккал} / \text{м}^2\,\text{час}°\text{C}.$$

Таким образом, применительно к построенному паровозу уравнение (91) дает возможность подсчитать величину коэффициента теплопередачи для поверхности нагрева дымогарных труб при любых условиях работы котла.

Накопляя таким путем исчерпывающие сведения о величине коэффициента теплопередачи $K_д$, мы тем самым создаем надежную экспериментальную базу, позволяющую нам уверенно применять уравнение теплопередачи и для проектных целей, т. е. для определения необходимой и достаточной величины поверхности нагрева дымогарных труб, при осуществлении которой будет достигнуто охлаждение протекающих по трубам газов до любой наперед заданной температуры T_3.

Если бы при проектировании паровоза серии Н^{В} была задана наибольшая величина температуры T_3 (например $T_3 = 350°\text{C}$), соответствующая определенным условиям работы котла (например, тем, которые имели место при разрабатываемой нами опытной поездке), то величина необходимой поверхности дымогарных труб определилась бы из уравнения

$$5024 \lg \frac{1410 - 189}{350 - 189} + 0{,}4638\,(1410 - 350) = 32{,}03\ H_д,$$

---

[1] О природе и методе определения этих поправок все необходимые сведения изложены ниже, в главе XI.

откуда

$$H_д = \frac{4\,912{,}2}{32{,}03} = 153{,}4\ м^2,$$

т. е. больше существующей на 27,7%.

Однако такое значительное увеличение размеров котла могло бы быть признано неосуществимым (в пределах типа паровоза 1-3-0) из-за весовых соображений. Пусть в этом случае максимально возможным мероприятием для снижения температуры уходящих газов было бы признано увеличение длины трубок с 4,2 м (существующий размер) до 4,66 м. Определим до какой величины снизится при этом температура $T_з$.

Замечая, что при удлинении дымогарных труб в $\frac{4{,}66}{4{,}2} = 1{,}11$ раза поверхность нагрева будет равна

$$120{,}1 \cdot 1{,}11 = 133{,}3\ м^2,$$

имеем

$$5024 \lg \frac{1410 - 189}{T_з - 189} + 0{,}4638\,(1410 - T_з) = 32{,}03 \cdot 133{,}3 = 4270.$$

Путем пробных подстановок находим

$$T_з = 403°,$$

т. е. на 43° ниже, чем в построенном паровозе.

Во всех предыдущих подсчетах нам приходилось оперировать с довольно сложным логарифмическим уравнением, решение которого относительно переменного T в общем виде невозможно, почему приходится прибегать к приближенному решению способом пробных подстановок, что при отсутствии достаточного навыка сопряжено со значительной затратой времени.

Вот почему сама собой напрашивается мысль о графическом изображении уравнения теплопередачи, которое совместно с кривой тепла составляет рабочую диаграмму парового котла, при пользовании которой чрезвычайно упрощается решение всевозможных вопросов, связанных как с проектированием поверхностей нагрева, так и с исследованием уравнений (90) и (91).

Из основного уравнения теплопередачи имеем

$$\frac{dQ}{dH} = K\,(T - t_к).$$

Кривая теплопередачи выражает, как уже было указано [уравнение (90)], зависимость между H и T; принимая же во внимание, что величины T и Q связаны уравнением кривой типа

$$Q = f\,(T),$$

кривую теплопередачи можно рассматривать как графическое изображение зависимости между H и Q. Таким образом, ось тепла можно сохранить общей как для кривой тепла, так и для искомой кривой теплопередачи; что касается ординат этой последней, то по ним мы будем откладывать величины омытой газами поверхности нагрева H, отсчитывая их по направлению течения газов.

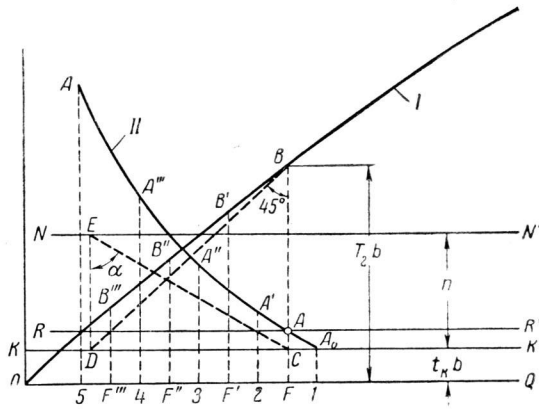
Обозначая масштаб поверхностей нагрева через f и припоминая, что масштаб тепла равен w, напишем выражение для тангенса угла φ, образуемого касательной к кривой теплопередачи в любой ее точке с осью ординат

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{w dQ}{f dH} = \frac{w}{f} K (T - t_к). \qquad (92)$$

Уравнение (92) показывает, что при данных $t_к$ и K форма кривой теплопередачи определяется исключительно температурой газов T или величиной абсциссы Q, совершенно не завися от ординаты H.

Само построение кривой теплопередачи показано на фиг. 35.

На расстоянии $t_к b$, мм от оси тепла проводим прямую KK'; на расстоянии n, мм вверх от этой последней — прямую NN'; величина n выбирается в зависимости от желаемого масштаба ординат кривой теплопередачи.



Фиг. 35. Построение кривой теплопередачи:
I — кривая тепла; *II* — кривая теплопередачи

На произвольной ординате кривой тепла, например, на ординате BC, соответствующей температуре T_2 газов, выбираем произвольную точку A, являющуюся начальной точкой искомой кривой теплопередачи, и проводим через нее горизонталь RR'.

Влево от точки C откладываем $CD = CB = b(T - t_к)$; проводим $DE \perp KK'$ и, соединяя точку E с C, утверждаем, что CE есть направление касательной к кривой теплопередачи в точке A. Из чертежа (фиг. 35) имеем

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{DC}{ED} = \frac{BC}{ED} = \frac{FB - FC}{ED} = \frac{T_2 b - t_к b}{n} = \frac{b}{n}(T_2 - t_к).$$

Сравнивая это выражение с уравнением (92), мы видим, что оба они будут совершенно идентичны, если будет соблюдено равенство

$$\frac{w}{f} K = \frac{b}{n},$$

а для этого достаточно назначить для ординат искомой кривой теплопередачи масштаб, равный

$$1\ м^2 = f\ мм = \frac{Kwn}{b}\ мм. \qquad (93)$$

В таком случае угол α, в точности равный углу φ, есть действительный угол касательной к искомой кривой с осью ординат. Поэтому для получения направления кривой в точке A проводим здесь прямую, параллельную CE.

Точность графического построения указанным способом будет, очевидно, зависеть от количества отдельных участков оси абсцисс, в пределах которых направление касательной к искомой кривой принимается постоянным. Поясним сказанное на фиг. 35. Найденное нами выше направление касательной к кривой теплопередачи справедливо, строго говоря, лишь для точки A; во всякой точке, принадлежащей искомой кривой и расположенной вправо или влево от точки A, касательная пойдет уже по несколько иному направлению. Но с известной степенью точности можно считать определившееся для точки A направление касательной справедливым и для ряда точек кривой теплопередачи, расположенных в пределах участка оси абсцисс $1-2$, для которого ордината точки A является средней ординатой. Очевидно, что чем больше будет линейное протяжение отдельных участков $1-2$, $2-3$, $3-4$ и т. д., намеченных на чертеже, т. е. чем меньше будет количество этих интервалов, тем быстрее может быть выполнено построение кривой теплопередачи, но тем меньшей степенью точности будет такое построение обладать.

Разделив, таким образом, ось абсцисс на ряд равных участков, середины которых обозначены через F, F', F'' и т. д., находим указанным выше графическим методом для средних ординат FB, $F'B'$, $F''B''$, ... направления соответствующих касательных к кривой теплопередачи; эти направления считаем неменяющимися в пределах между крайними ординатами соответствующих секций: для участка $2-3$ направление касательной, проведенное через точку A', изображается, таким образом, отрезком $A'A''$, для следующего участка $3-4$ — отрезком $A''A'''$ и т. д.

Вписывая затем в полученную ломаную, образованную отдельными отрезками касательных для последовательных секций, плавную кривую, мы и получаем истинное очертание кривой теплопередачи.

При построении кривой теплопередачи и при дальнейшем ее использовании в целях исследования процесса теплообмена между газами сгорания и котловой водой необходимо помнить следующее: уравнение (92) показывает, что при

$$T = t_к,$$

$\lg \gamma = 0$, т. е. ордината, проведенная через точку пересечения кривой

тепла с прямой KK', есть асимптота кривой теплопередачи. Переходя к термодинамической сущности явлений, выражаемых уравнением теплопередачи, можно перефразировать полученный вывод таким образом: для того чтобы охладить топочные газы до температуры котловой воды, необходимо осуществить бесконечно большую поверхность нагрева (при конечном значении коэффициента теплопередачи). К тому же выводу приводит и непосредственное исследование уравнения (90), которое при $T = t_к$ дает $H_x = \infty$.

Рассматривая фиг. 35, мы видим, что по мере приближения к асимптоте кривая теплопередачи все круче загибается вверх, а потому для сохранения одинаковой точности построения на всем протяжении кривой размеры отдельных секций оси абсцисс должны постепенно уменьшаться по мере приближения к асимптоте.

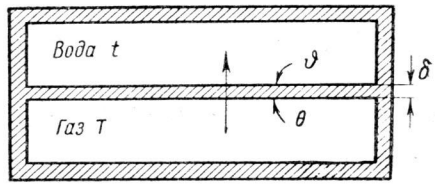
Коэффициенты теплопередачи, а следовательно, и обусловливаемые ими масштабы поверхности нагрева можно считать постоянными лишь для отдельных элементов поверхностей нагрева котла. Так, для паровозного котла коэффициент теплопередачи в дымогарных трубах будет иметь одну величину; для топки — другую, в несколько раз бо́льшую.

Глава IX

ПОНЯТИЕ О КОЭФФИЦИЕНТЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ. ВЫВОД ОБЩЕГО ВЫРАЖЕНИЯ ДЛЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ЧЕРЕЗ МАТЕРИАЛЬНУЮ СТЕНКУ. ВЛИЯНИЕ КРИВИЗНЫ СТЕНКИ, МАТЕРИАЛА И ЗАГРЯЗНЕНИЯ СТЕНКИ САЖЕЙ И НАКИПЬЮ

Во всех предыдущих выводах и графических построениях нам приходилось сталкиваться с коэффициентом теплопередачи K, характеризующим интенсивность обмена тепла между двумя источниками через разделяющую их материальную стенку.

Чтобы составить более полное и ясное представление о природе этого коэффициента, представим участок плоской металлической стенки площадью H, м², разделяющей на две камеры сосуд с теплонепроницаемыми наружными стенками (фиг. 36). В нижнем отделении сосуда пусть находится источник тепла с высокой температурой $T°$ (газ); в верхнем — с более низкой температурой $t°$ (вода). Обозначим температуру нижней поверхности, разделяющей стенки через $\theta°$, верхней — через $\vartheta°$; толщина стенки — δ; переход тепла от газа к жидкости, который неминуемо должен



Фиг. 36.

иметь место в указанных условиях, может быть разделен на три последовательных этапа:

1) переход тепла от газа к материалу стенки;

2) проникновение тепла через толщу стенки от нижней ее поверхности к верхней;

3) отдача тепла от стенки к жидкости.

Называя коэффициент теплоотдачи от газа к материалу стенки α_1, получаем

$$Q = \alpha_1 hH (T - \theta), \tag{94}$$

где h — число часов опыта;

Q — количество переданного за это время тепла.

Количество тепла, проходящее через толщу стенки, прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности материала стенки (λ — количество тепла, проходящее в 1 час через 1 м² поверхности материала к другой поверхности того же материала, удаленной от первой на 1 м, при 1° разницы температур обеих поверхностей) и обратно пропорционально толщине стенки:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} hH (\theta - \vartheta). \tag{95}$$

Наконец, число калорий, отдаваемое от стенки жидкости при коэффициенте теплоотдачи α_2, выразится

$$Q = \alpha_2 hH (\vartheta - t). \tag{96}$$

Замечая, что левые части уравнений равны между собой как выражающие последовательные стадии перехода одного и того же количества тепла, умножаем обе части уравнения (94) на α_2, а уравнение (96) — на α_1 и складываем их почленно

$$\alpha_2 Q = \alpha_1 \alpha_2 hH (T - \theta);$$

$$\underline{\alpha_1 Q = \alpha_1 \alpha_2 hH (\vartheta - t);}$$

$$(\alpha_1 + \alpha_2) Q = \alpha_1 \alpha_2 hH (T - t) - \alpha_1 \alpha_2 hH (\theta - \vartheta). \tag{97}$$

Определяя разность $(\theta - \vartheta)$ из уравнения (95), подставляем в уравнение (97)

$$(\alpha_1 + \alpha_2) Q = \alpha_1 \alpha_2 hH (T - t) - \alpha_1 \alpha_2 hH \frac{Q\delta}{\lambda hH};$$

отсюда

$$Q \left(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_1 \alpha_2 \frac{\delta}{\lambda}\right) = \alpha_1 \alpha_2 hH (T - t);$$

разделим обе части полученного уравнения на произведение $\alpha_1 \alpha_2$ и определим Q

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} hH (T - t). \tag{98}$$

Если назовем через K суммарный коэффициент теплопередачи, учитывающий все три стадии перехода тепла, то по аналогии с уравнениями (94) — (96) можем написать

$$Q = KhH\,(T - t). \tag{99}$$

Сравнивая уравнения (98) и (99), получим

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}}. \tag{100}$$

Коэффициент α_2 имеет, по опытным данным, величину, никак не меньшую 1000 ккал / м² час °С, т. е.

$$\frac{1}{\alpha_2} \leqslant 0{,}001;$$

коэффициент теплопроводности железа имеет величину ~ 50 ккал / м час °С, красной меди ~ 330 ккал / м час °С; при толщине стенки $\delta = 0{,}0025$ м численное значение

$$\frac{\delta}{\lambda_{ж}} = 0{,}00005, \qquad \frac{\delta}{\lambda_{м}} = 0{,}000008;$$

что касается величины α_1, то она для нормальных условий работы паровоза может быть принята в среднем 30 ккал / м²час °С, т. е.

$$\frac{1}{\alpha_1} = 0{,}033.$$

Основной вывод, который можно сделать из анализа приведенных цифр, — тот, что влияние величин $\frac{1}{\alpha_2}$ и $\frac{\delta}{\lambda}$ на величину суммарного коэффициента теплопередачи K незначительно, ввиду чего с вполне достаточной для целей практики точностью можно считать $K \approx \alpha_1$.

Подсчет коэффициента теплопередачи через железную и медную стенки дает следующие величины:

$$K_{ж} = \frac{1}{0{,}033 + 0{,}001 + 0{,}00005} = 29{,}37 \text{ ккал / м² час °С},$$

$$K_{м} = \frac{1}{0{,}033 + 0{,}001 + 0{,}000008} = 29{,}45 \text{ ккал / м² час °С}.$$

Цифры эти ясно показывают, что материал металлической стенки не может иметь сколько-нибудь заметного влияния на величину коэффициента теплопередачи.

Предыдущий вывод величины K был нами сделан в предположении плоской разделяющей стенки, поверхности которой как изнутри, так и снаружи (т. е. применительно к схеме фиг. 36 — снизу и сверху) одинаковы и равны H, м².

В случае цилиндрических труб внутренняя их поверхность, через которую совершается переход тепла от газов (протекающих внутри труб) к материалу стенки, будет, очевидно, иметь меньшую величину, чем наружная, входящая в уравнение теплоотдачи от стенки к воде.

При этом вид уравнений (98) — (100), а следовательно, и расчетные формулы значительно усложняются[1]. Поэтому во избежание громоздких расчетов теплопередачи в дымогарных трубах паровозного котла, толщина которых сравнительно невелика ($\delta = 2 \div 2{,}5$ мм), вполне допустимо пользоваться формулой (100), выведенной для плоской стенки. Как показывают подсчеты, разница в коэффициенте теплопередачи, подсчитанном по формулам для плоской и цилиндрической стенок, не превышает $0{,}5 \div 1\,\%$.

Произведенный нами краткий анализ величины видимого или действительного коэффициента теплопередачи через материальную стенку имеет, помимо своего принципиального значения, одно весьма ценное чисто практическое приложение: он позволяет оценить вредное влияние загрязнения поверхностей нагрева на интенсивность теплопередачи. Если бы разделяющая стенка состояла не из однородного материала, как было предположено выше при выводе уравнения (100), а из нескольких разнородных, плотно друг к другу прилегающих слоев, толщиной $\delta, \delta_1, \delta_2 \ldots$ и т. д., причем коэффициенты теплопроводности для этих слоев были бы равны соответственно $\lambda, \lambda_1, \lambda_2 \ldots$, то, как нетрудно убедиться непосредственным подсчетом, мы получили бы вместо уравнения (100) следующее выражение:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \cdots}.$$

Допустим теперь, что стенка дымогарной трубы покрыта с внутренней поверхности слоем сажи толщиной в 0,001 м; принимая теплопроводность сажи равной 0,1 ккал/м час °С, получим

$$K = \frac{1}{0{,}033 + 0{,}001 + 0{,}000045 + \frac{0{,}001}{0{,}1}} = 22{,}70 \text{ ккал/м}^2 \text{ час °С},$$

т. е. на 23% меньше, чем для чистой стенки. Если на внешней поверхности труб имеем слой твердой накипи ($\lambda = 2$) такой же толщины, то

$$K = \frac{1}{0{,}033 + 0{,}001 + 0{,}000045 + \frac{0{,}001}{2}} = 28{,}95 \text{ ккал/м}^2 \text{ час °С},$$

т. е. всего на 1,5% меньше чистой трубы.

Еще гораздо более чувствительными к загрязнениям являются топочные стенки.

[1] Для цилиндрической стенки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}}} + \frac{d_{\text{вн}}}{2\lambda} \ln \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}}}.$$

Приняв для топки:

$$\alpha_1 = 150;\ \alpha_2 = 2000;\ \delta = 0{,}01\ \text{м};\ \lambda = 50,$$

подсчитаем сначала величину коэффициента теплопередачи для чистой топочной стенки:

$$K_т = \frac{1}{\frac{1}{150} + \frac{0{,}01}{50} + \frac{1}{2000}} = \frac{1}{0{,}0002 + 0{,}00667 + 0{,}0005} =$$

$$= \frac{1}{0{,}00737} = 135{,}7\ \text{ккал/м}^2\ \text{час °C}.$$

Принимая толщину слоя сажи на внутренней поверхности стенок всего 0,0001 м (0,1 мм), получим

$$K_т = \frac{1}{0{,}00737 + \frac{0{,}0001}{0{,}1}} = 119{,}5\ \text{ккал/м}^2\ \text{час °C}.$$

т. е. на 12% меньше, чем для чистой стенки.

Принимая слой накипи ($\lambda = 2$) толщиной $\delta = 0{,}005$ м, находим

$$K_т = \frac{1}{0{,}00737 + \frac{0{,}005}{2}} = 101{,}3\ \text{ккал/м}^2\ \text{час °C},$$

т. е. на 25% меньше, чем для чистой стенки.

При этом необходимо заметить, что в наших подсчетах принят для накипи высший предел величины коэффициента теплопроводности λ; эта величина резко зависит от структуры и химического состава накипи и колеблется в пределах 0,2—2,0, а для накипи, пропитанной маслом (остатки смазочных масел, попадающих в котел при наличии водоподогревателей типа смешения или конденсационных устройств), величина λ может снизиться до 0,05.

Цифры эти показывают, насколько важно с точки зрения экономичности работы котла заботиться о своевременном и регулярном удалении налета сажи с поверхности нагрева и насколько осторожно следует относиться ко всякого рода нововведениям, имеющим целью улучшение перемешивания газовых струй в трубах паровых котлов, при помощи вставки в них дросселирующих заслонок, втулок, спиралей и тому подобных приспособлений, создающих благоприятные условия для усиленного отложения сажи.

Следует настоятельно рекомендовать широкое применение специальных сажесдувателей, быстро очищающих стенки на ходу паровоза.

Загрязнение стенок сажей и накипью оказывает заметное влияние не только на интенсивность теплопередачи, но и на температуру, вызывая при значительных отложениях накипи на стенках огневой коробки быстрое повышение температуры стенки, ведущее к появлению выпучин и трещин.

Температура чистой стенки со стороны воды ϑ и со стороны газов θ определяется из выражений (94) и (96)

$$\vartheta = t_к + \frac{Q}{hH}\frac{1}{\alpha_2};\ \theta = T - \frac{Q}{hH}\frac{1}{\alpha_1}.$$

Принимая, например, температуру газов в огневой коробке при форсированной работе $T = 1300°$, $t_к = 190°$, коэффициент теплоперехода от газов к стенкам топки $\alpha_1 = 150$ ккал/м² час °С, $\alpha_2 = 2000$ ккал/м² час °С, $\delta = 0{,}010$ м, $\lambda_ж = 50$, находим

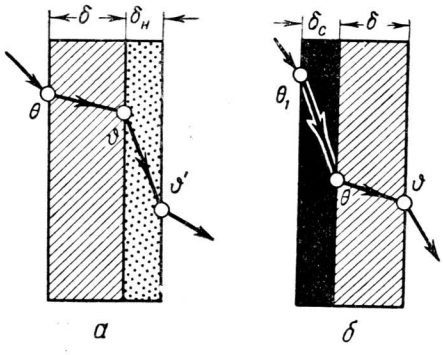
$$\frac{Q}{hH} = \frac{1}{\frac{1}{150} + \frac{1}{2000} + \frac{0{,}010}{50}}(1300 - 190) = 150\,600 \text{ ккал/м}^2 \text{ час};$$

$$\vartheta = 190 + \frac{150\,600}{2000} = 265{,}3°;$$

$$\theta = 1300 - \frac{150\,600}{150} = 296°.$$

В случае загрязнения стенки слоем накипи ($\lambda_н = 2$) толщиной $\delta_н = 0{,}005$ м находим

$$\frac{Q}{hH} = \frac{1}{\frac{1}{150} + \frac{1}{2000} + \frac{0{,}010}{50} + \frac{0{,}005}{2}}(1300 - 190) = 112\,400 \text{ ккал/м}^2 \text{ час};$$



Фиг. 37.

$$\vartheta' = 190 + \frac{112\,400}{2000} = 246{,}2°;$$

$$\vartheta = 190 + 112\,400\left(\frac{1}{2000} + \frac{0{,}005}{2}\right) = 527{,}2°;$$

$$\theta = 1300 - \frac{112\,400}{150} = 550°.$$

Таким образом, слой накипи, изолируя стенку от охлаждающего действия воды, способствует скоплению тепла в материале стенки и ее перегреву.

При загрязнении стенки слоем сажи произойдет, очевидно, обратное явление: слой сажи, изолируя стенку от действия высокой температуры газов, понизит ее температуру; принимая толщину слоя сажи $\delta_c = 0{,}001$ м, а ее теплопроводность $\lambda_c = 0{,}1$, найдем (фиг. 37, *б*);

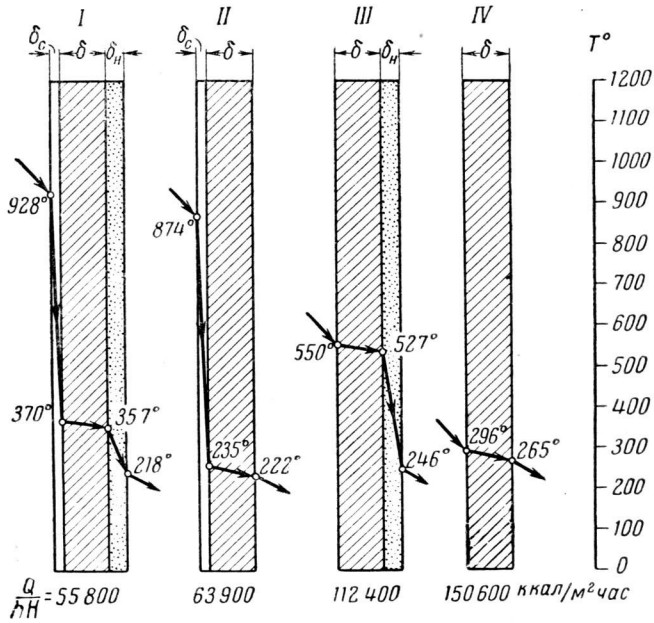
$$\frac{Q}{hH} = \frac{1}{\frac{1}{150} + \frac{1}{2000} + \frac{0{,}010}{50} + \frac{0{,}001}{0{,}1}}(1300 - 190) = 63\,900 \text{ ккал/м}^2 \text{ час};$$

$$\theta_1 = 1300 - \frac{63\,900}{150} = 874°;$$

$$\theta = 1300 - 63\,900\left(\frac{1}{150} + \frac{0{,}001}{0{,}1}\right) = 235°.$$

$$\vartheta = 190 + \frac{63\,900}{2000} = 222°.$$

Наконец, одновременное присутствие на стенке отложений сажи и накипи представляет, очевидно, нечто промежуточное между двумя рассмотренными выше случаями.



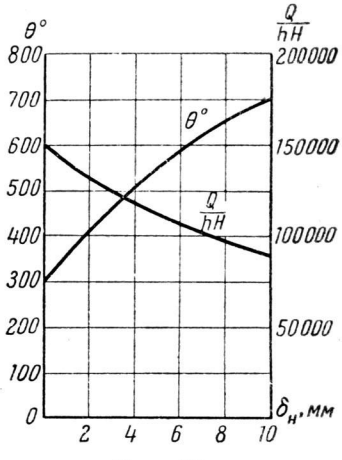
Фиг. 38. Теплопередача через плоскую стенку. Характер изменения температуры:

I — сажа и накипь; *II* — сажа; *III* — накипь; *IV* — чистая стенка.

На фиг. 38 изображены схематически все четыре случая работы стенки. Самым опасным с точки зрения перегрева стенки является, как видно, случай *III*.

Влияние слоя накипи на теплопередачу и температуру стенки представлено графически на фиг. 39.

Резюмируя все сказанное о влиянии загрязнения стенок котла, мы видим, что загрязнение сажей сильно понижает эффект теплопередачи, а накипь особенно опасна в смысле перегрева стенок; поэтому еще раз подчеркиваем необходимость самых радикальных мероприятий по борьбе с сажей и накипью.



Фиг. 39

Глава X

ОБЗОР ОПЫТНОГО МАТЕРИАЛА ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Выведенное нами выше основное уравнение теплопередачи (90) приобретает практическое значение в смысле возможности его применения для расчета поверхностей нагрева котла в том случае, когда известна величина коэффициента теплопередачи.

К сожалению, приходится сказать, что вопрос об определении этой величины для различных элементов поверхности нагрева паровозного котла до сих пор еще не освещен в достаточной степени ввиду значительной сложности постановки соответствующих экспериментальных работ.

В частности, вопрос об определении величины коэффициента теплопередачи в дымогарных трубах $K_д$ интересовал многих ученых и имеет свою историю.

Проф. Редтенбахер считает величину $K_д$ равной в среднем 23 ккал/м²час °С; Штраль нашел ее равной 52, но, насколько нам известно, при опытах температурные измерения были представлены далеко неполно, почему основанные на них выводы не заслуживают особенного доверия.

Другие авторы указывают на существование функциональной зависимости между коэффициентом теплопередачи и скоростью протекания газов по трубам.

Проф. Молье первый дал аналитическое выражение этой зависимости в виде уравнения

$$K_д = 2 + \sqrt{10 w_д},$$

где $w_д$ — скорость протекания газов, м/сек.

Ввиду противоречивых сведений о величине коэффициента теплопередачи проф. Нольтейн, заинтересовавшийся этим вопросом в связи с проектированием быстроходных пассажирских паровозов для Московско-Казанской дороги, произвел разработку лабораторных опытов Сера и вывел зависимость

$$K_д = 18 + 36\,(1 - 0{,}75^{w_д - 1}).$$

Исследование этого уравнения показывает, что при скоростях газов, бóльших 15 м/сек, величина $K_д$ становится почти постоянной и равной 54 ккал/м² час °С.

Сравнивая эту формулу с формулой Молье, видим, что обе они показывают увеличение $K_д$ при возрастании скорости, с той лишь разницей, что по Молье это возрастание происходит плавно и непрерывно, тогда как по Нольтейну коэффициент теплопередачи быстро достигает своей предельной величины, после чего дальнейшее повышение скорости уже не оказывает влияния.

Не входя пока в критическую оценку приведенных формул, укажем, что самый факт зависимости коэффициента теплопередачи от скорости газов может быть объяснен улучшением перемешивания газовых частиц, что обеспечивает поддержание равномерной температуры газовой струи по всему ее сечению.

Возвращаясь к опытам Сера, необходимо заметить, что скорости газов при всех опытах колебались в весьма узких пределах (0,67 — 4,61 м/сек), причем были получены коэффициенты теплопередачи от 15 до 42 ккал/м² час °С. В паровозных котлах в дымогарных трубах даже при средних нормальных условиях работы имеют место скорости в 20—30 м/сек, доходя при форсированной работе до 50 м/сек, т. е. превышают скорости, реализованные Сером, в 7—12 раз.

При таких условиях формула Нольтейна, полученная путем необычайно смелой экстраполяции опытных данных далеко за пределы опыта, не может считаться достаточно надежной и пригодной для паровозных котлов. По крайней мере многочисленные попытки применения этой формулы для разработки новейших опытных данных с паровозными котлами приводили к абсурдным результатам.

Наиболее полные, многочисленные и точные опытные данные по исследованию паровозных котлов были получены при опытах над типами паровозов русских железных дорог, производившихся с 1908 г. по настоящее время. Опытные поездки производились в обстановке следования паровозов в пути, соответствующей действительным условиям работы: при этом измерялась температура газов при входе в дымогарные трубы и при выходе из них, а также производился анализ продуктов сгорания, что дает возможность в каждом отдельном случае вполне точно подсчитать величину $K_д$ по уравнению (91), отнесенному к дымогарным трубам, как это и было нами выполнено выше применительно к условиям одной из опытных поездок с паровозом серии $Н^В$, многочисленность же опытных поездок с различными паровозами и при самых разнообразных условиях работы котла позволяет обобщить эти результаты и установить функциональную зависимость $K_д$ от тех или иных факторов рабочего процесса.

Существование зависимости коэффициента теплопередачи от скорости протекания газов по трубам вполне подтверждается и русскими опытами над типами паровозов, но полученные при этих опытах абсолютные величины коэффициентов значительно меньше цифр, даваемых формулами Молье и Нольтейна.

Прежде чем перейти к рассмотрению результатов этих опытов, дадим метод подсчета величины $w_д$ — средней скорости газов в трубах.

При сжигании в 1 час B_h, кг топлива, на каждый килограмм которого подводится извне $L_в$, кг воздуха, получаем вес продуктов сгорания, протекающих по трубам в течение 1 сек., равный

$$\frac{(L_0\alpha + 1)\mu B_h}{3600} \text{ кг/сек};$$

если удельный объем газов назовем через v, то секундный объем будет равен

$$\frac{(L_0\alpha + 1)\mu B_h v}{3600} \text{ м}^3/\text{сек};$$

обозначая, наконец, суммарную площадь живого сечения всех дымогарных труб через $\Omega_д$, м², получаем для скорости в трубах выражение

$$w_д = \frac{(L_0\alpha + 1)\mu B_h v}{3600\ \Omega_д} \text{ м/сек}. \tag{101}$$

Удельный объем, определяемый из характеристического уравнения

$$pv = 29{,}27 \cdot T_{abs},$$

является функцией абсолютной температуры T_{abs}. Замечая, что давление газовой среды равно приблизительно атмосферному, т. е.

$$p = 10\,330 \text{ кг/м}^2.$$

имеем

$$v = \frac{29{,}27}{10\,330} T_{abs},$$

$$w_д = \frac{(L_0\alpha + 1)\mu B_h \cdot 29{,}27\, T_{abs}}{3600 \cdot 10\,330\, \Omega_д}. \tag{102}$$

По уравнению (102) можно подсчитать скорость газов в любом поперечном сечении дымогарных труб.

Средний удельный вес газов, протекающих по дымогарным трубам:

$$\gamma_д = \frac{1}{v} = \frac{p}{29{,}27 \cdot T_{abs}} = \frac{10\,330}{29{,}27\, T_{abs}} \text{ кг/м}^3. \tag{103}$$

Весовая скорость продуктов сгорания, т. е. вес газов, протекающих в 1 сек. через 1 м² площади поперечного сечения труб, определится следующим образом:

$$U_д = \gamma_д w_д = \frac{(L_0\alpha + 1)\mu B_h}{3600 \cdot \Omega_д} \text{ кг/сек м}^2. \tag{104}$$

Этот фактор, учитывающий влияние на молекулярное трение газовых частиц о стенки труб как линейной скорости газового потока, так и его плотности, и должен быть принят в качестве физического критерия, обусловливающего ту или иную величину коэффициента теплопередачи.

Обращаясь к примеру разрабатываемой нами опытной поездки, имеем для нее:

$$B_h = 503 \text{ кг};$$

$$\mu = 1{,}0;$$

$$L_в = 15{,}61 \text{ кг};$$

$$\Omega_д = 198\, \frac{\pi}{4} 0{,}046^2 \approx 0{,}329 \text{ м}^2.$$

Температура газов при входе и при выходе из дымогарных труб:

$$T_2 = 1410°;\ T_3 = 446°.$$

Средняя абсолютная температура газов в трубах грубо может быть подсчитана, как средняя арифметическая:

$$T_{\text{abs}} = \frac{1410 + 446}{2} + 273 = 1201°\text{K}.$$

Точный смысл определения T_{abs} заключается в следующем.

Напишем выражение для количества тепла, отдаваемого газами в течение 1 часа через поверхность нагрева дымогарных труб:

$$Q_{\text{д}} = (MT_2 + NT_2^2) - (MT_3 + NT_3^2) = M(T_2 - T_3) + N(T_2^2 - T_3^2). \quad (105)$$

С другой стороны, обозначая через $T_{\text{ср}}$ истинную среднюю величину температуры газов в трубах, можем написать:

$$Q_{\text{д}} = K_{\text{д}} H_{\text{д}} (T_{\text{с}} - t_{\text{к}}). \quad (106)$$

Из выражений (105) и (106) находим:

$$T_{\text{ср}} = t_{\text{к}} \frac{M(T_2 - T_3) + N(T_2^2 - T_3^2)}{K_{\text{д}} H_{\text{д}}}. \quad (107)$$

Определяя $K_{\text{д}} H_{\text{д}}$ из формулы (91) и подставляя в (107), получим:

$$T_{\text{ср}} = t_{\text{к}} + \frac{M(T_2 - T_3) + N(T_2^2 - T_3^2)}{(M + 2Nt_{\text{к}}) \ln \frac{T_2 - t_{\text{к}}}{T_3 - t_{\text{к}}} + 2N(T_2 - T_3)}. \quad (108)$$

Полагая в этом выражении $N = 0$, т. е. принимая упрощенно линейную зависимость теплоемкости газов сгорания от температуры, получаем:

$$T_{\text{ср}} = t_{\text{к}} + \frac{T_2 - T_3}{\ln \frac{T_2 - t_{\text{к}}}{T_3 - t_{\text{к}}}}. \quad (109)$$

Для нашего примера по уравнению (108) мы получили бы:

$$T_{\text{ср}} = 189 + \frac{2049(1410 - 446) + 0{,}2319(1410^2 - 446^2)}{5024 \lg \frac{1410 - 189}{446 - 189} + 0{,}4638(1410 - 446)} = 822°;$$

следовательно,

$$T_{abs} = 822 + 273 = 1095°\text{K},$$

что отличается от средней арифметической величины на 106°.

По упрощенной логарифмической формуле (109) имеем:

$$T_{\text{ср}} = 189 + \frac{1410 - 446}{\ln \frac{1410 - 189}{446 - 189}} = 808°;\ T_{\text{abs}} = 1081°\text{K},$$

т. е. пользование формулой (109) дает погрешность небольшого порядка.

Если для тех или иных целей требуется знать не только среднюю температуру газов в трубах, но и температуру в любой точке пути газов по трубам, поступают следующим образом. Подсчитав, как было указано выше, по уравнению (91) величину $K_д$, подставляем ее в уравнение (90):

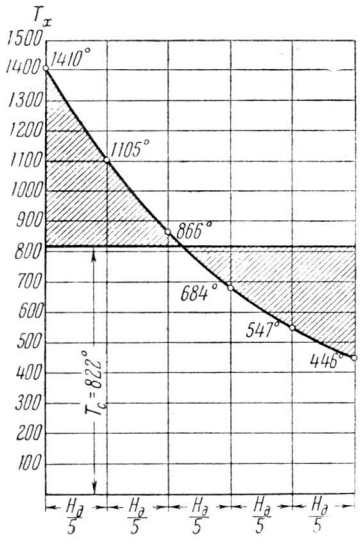
$$5024 \lg \frac{1410 - 189}{T_x - 189} + 0{,}4638\,(1410 - T_x) = 32{,}03\,H_x. \qquad (110)$$

Задаваясь теперь различными значениями H_x, подсчитываем по уравнению (110) соответствующие величины T_x.

Таблица 6

H_x	0	24,02	48,04	72,06	96,08	120,1
T_x	1410°	1105°	866°	684°	547°	446°

В табл. 6 приведены результаты подсчетов промежуточных температур газов через каждые 840 мм длины труб, т. е. через $^1/_5$ полной поверхности нагрева труб.



Фиг. 40

Кривая изменения температуры газов по длине трубы по данным табл. 6 нанесена на фиг. 40.

Подставляя в выражения (102), (103) и (104)

$$T_{abs} = 1095°\text{K};\ L_b = 15{,}61;\ \Omega_0 = 0{,}329,$$

находим

$$w_д = \frac{(15{,}61+1)\,503 \cdot 29{,}27 \cdot 1095}{3600 \cdot 10\,330 \cdot 0{,}329} = 21{,}89\ \text{м/сек},$$

$$\gamma_д = \frac{10\,330}{29{,}27 \cdot 1095} = 0{,}322\ \text{кг/м}^3;$$

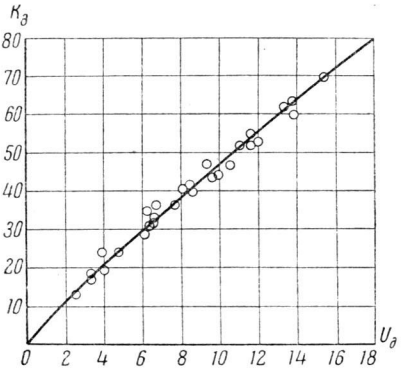
$$U_д = \frac{(15{,}61+1)\,503}{3600 \cdot 0{,}329} = 7{,}05\ \text{кг/сек м}^2.$$

Таким путем были подсчитаны величины весовой скорости $U_д$ и коэффициента теплопередачи $K_д$ для очень большого числа опытных поездок с различными сериями паровозов на разных режимах и сортах топлива.

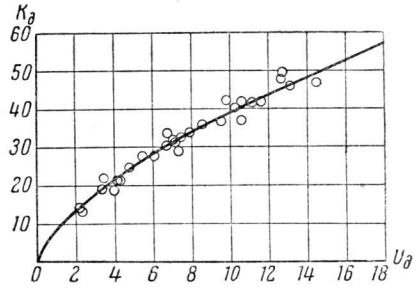
На фиг. 41 и 42 нанесены значения величины $K_д$, полученные из опытов с паровозами угольного и нефтяного отопления[1]. В группу па-

[1] Здесь необходимо заметить, что точки, нанесенные на фиг. 41 и 42, объединяют каждая от четырех до десяти поездок с данным паровозом и топливом, близких по величине реализованной форсировки Y. Общее число опытных поездок, послуживших материалом для графиков фиг. 41 и 42, составляет свыше 400.

ровозов угольного отопления, на базе опытных поездок с которыми построен график на фиг. 41, вошли следующие серии: ФД (на четырех сортах углей), ИС (на трех сортах), $Э^{М}$, $Э^{Р}$ (на двух сортах углей), $С^{М}$ и паровоз типа 2-3-2 (курьерский, постройки Коломенского завода). В группе паровозов нефтяного отопления (фиг. 42) были использованы опытные поездки с паровозами $О^{О}$, $Н^{П}$, $Н^{В}$, Б, С, $С^{У}$, Л.



Фиг. 41. Коэффициенты теплопередачи в дымогарных трубах при угольном отоплении (формула 111).



Фиг. 42. Коэффициенты теплопередачи в дымогарных трубах при нефтяном отоплении (формула 112).

Уравнения кривых, нанесенных на фиг. 41 и 42 по групповым опытным точкам, имеют следующий вид:

для угольного отопления:

$$K_д = 5{,}94\, U_д^{0{,}9}, \tag{111}$$

для нефтяного отопления:

$$K_д = 8{,}70\, U_д^{0{,}65}. \tag{112}$$

Большой интерес представляет сопоставление приведенного материала, полученного путем обработки данных опытных поездок с эксплуатационными паровозами, с результатами лабораторных исследований теплопередачи в трубах при течении в них жидкости (газа).

Предварительно, однако, необходимо выяснить, какой гидродинамический режим газового потока устанавливается в дымогарных трубах паровозного котла при работе его с различными форсировками.

Современная теория теплопередачи резко различает два основных режима протекания жидкости по трубам:

ламинарный, при котором все струйки жидкости движутся параллельно оси трубы, и турбулентный, характеризуемый беспорядочным (вихревым) движением струй.

Определяющим критерием режима потока жидкости является число Рейнольдса Re:

$$\mathrm{Re} = \frac{Ud}{\mu g}, \tag{113}$$

где U — весовая скорость потока, кг/м² сек;

d — диаметр трубы, м;

μ — коэффициент вязкости, кг сек/м²;

g — ускорение силы тяжести, м/сек².

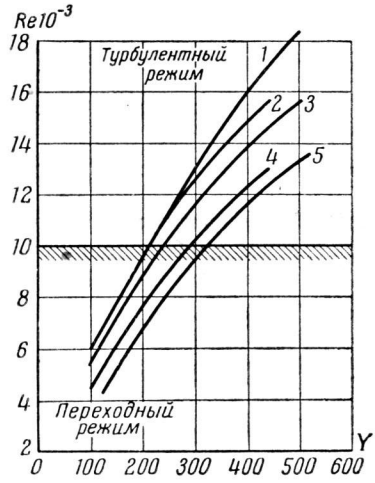
При наличии турбулентного гидродинамически стабилизированного потока

$$Re > 10\,000;$$

ламинарный (струйный) поток характеризуется значениями числа Рейнольдса

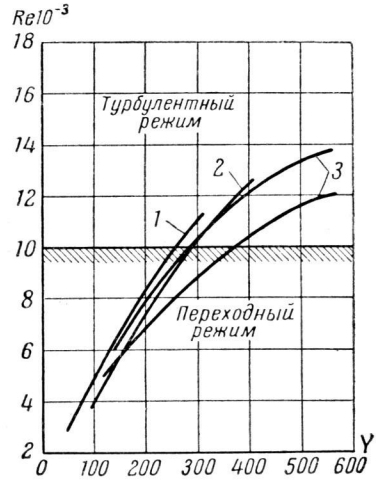
$$Re < 2300.$$

При $2300 < Re < 10\,000$ имеет место переходный режим.



Фиг. 43. Значения критерия Re в дымогарных трубах паровоза при угольном отоплении:

1 — ФД, уголь Г; *2* — ФД, смесь углей Г + АМ; *3* — СО и 2-3-2, смесь углей Г + ПЖ + АРШ; *4* — $Э^{Г}$, смесь углей ПЖ + АРШ; *5* — $Э^{Р}$, смесь углей ПЖ + Т.



Фиг. 44. Значения критерия Re в дымогарных трубах паровоза при нефтяном отоплении

1—серии Б, С, $С^{У}$; *2*—$Н^{П}$; *3*—$О^{О}$

На фиг. 43 и 44 нанесены для целого ряда подвергавшихся испытаниям паровозов угольного и нефтяного отопления подсчитанные для разных Y значения чисел Re.

Как видим, турбулентный режим ($Re > 10\,000$) устанавливается в дымогарных трубах паровозов угольного отопления при средних и высоких форсировках (начиная от $Y = 200 \div 300$). На паровозах же нефтяного отопления только самые высокие форсировки, редко достигаемые в рядовой эксплуатационной работе, обеспечивают в трубчатой части котла турбулентный режим потока; в основном же вся работа трубчатой части котла паровоза нефтяного отопления протекает в области переходного режима, наименее изученного лабораторными исследованиями.

Несмотря на это, мы все же попробуем сопоставить полученные нами зависимости [1]

$$K_д = f(U_д).$$

Для этой цели воспользуемся «Нормами теплового расчета котельного агрегата» Всесоюзного теплотехнического института [2].

При охлаждении жидкости (газа) в прямой круглой трубе с диаметром d рекомендуется формула

$$\alpha = 100 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\mathrm{Re}}{3000}\right)^{0,8} \mathrm{Pr}^{0,35}, \tag{114}$$

где критерии Рейнольдса Re (формула 113) и Прандтля

$$\mathrm{Pr} = 3600 \frac{\mu g c_p}{\lambda} \tag{115}$$

подсчитываются по средней температуре продуктов сгорания в дымогарной трубе.

Формула (114) выведена для турбулентного режима движения жидкости ($\mathrm{Re} \geqslant 10\,000$).

Из формулы (114) получено расчетное уравнение теплоотдачи дымовых газов

$$\alpha = A \frac{U_д^{0,8}}{d^{0,2}}, \tag{116}$$

где значения коэффициента $A = 0{,}0263 \frac{\lambda\, \mathrm{Pr}^{0,35}}{\mu^{0,8}}$ приводятся в табл. 7.

Для диаметра дымогарной трубы 0,046 м в диапазоне изменения температуры дымовых газов от 800 до 400° уравнение (116) принимает вид:

$$\alpha = 4{,}90 \frac{U_д^{0,8}}{0{,}046^{0,1}} = 9{,}07\, U_д^{0,8}. \tag{117}$$

Таблица 7

$T°$	A	$T°$	A	$T°$	A	$T°$	A
100	3,56	400	4,44	700	5,11	1000	5,62
200	3,85	500	4,69	800	5,28	1100	5,79
300	4,16	600	4,90	900	5,45	1200	5,92

Ввиду того что сопротивления переходу тепла через толщу стенки трубы и от стенки к воде малы по сравнению с α, можем написать

$$K_д \approx \alpha = 9{,}07\, U_д^{0,8}, \tag{118}$$

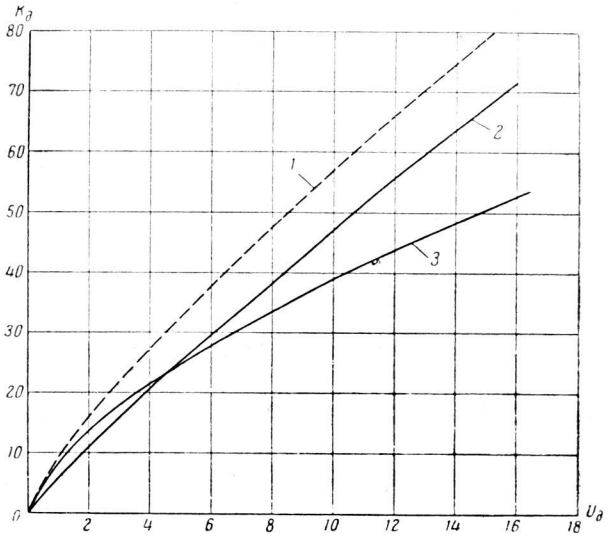
где $K_д$ — коэффициент конвективной теплопередачи от газа воде.

---

[1] Сопоставление с современными данными по теплопередаче сделано по желанию автора, высказанному при работе над подготовкой шестого издания книги. — *Ред.*

[2] «Нормы теплового расчета котельного агрегата». ВТИ, 1952.

По этому выражению и нанесена пунктиром кривая ВТИ на фиг. 45. Здесь же повторены кривые $K_д$, полученные на основании опытных поездок с паровозами угольного и нефтяного отопления.



Фиг. 45.

1 — $K_д = 9{,}07\ U_д^{0{,}8}$ (формула ВТИ);
2 — $K_д = 5{,}94\ U_д^{0{,}9}$ (угольное отопление);
3 — $K_д = 8{,}70\ U_д^{0{,}65}$ (нефтяное отопление).

Фиг. 45 показывает, что изменение величины $K_д$ в трубах паровозных котлов происходит отлично от формулы (118).

Так как формула (118) выведена из опытов с чистыми трубами и не учитывает загрязнения их стенок сажей, которое всегда имеет место на поверхности нагрева паровозного котла, то кривая по уравнению (118) располагается несколько выше кривых для угольных и нефтяных паровозов.

Что касается кривой $K_д = f(U_д)$ для паровозов угольного отопления, то она на большем своем протяжении располагается выше кривой для нефтяных паровозов. Объясняется это тем, что обильный механический унос твердых угольков в дымогарные трубы при средних и высоких форсировках препятствует загрязнению внутренней поверхности труб, действуя подобно песку, забрасываемому для прочистки труб нефтяных паровозов, но в гораздо более сильной степени. Этим и объясняется резкое повышение величин K при угольном отоплении в области высоких форсировок, когда механический унос достигает 20—25% от веса загружаемого в топку угля.

Глава XI

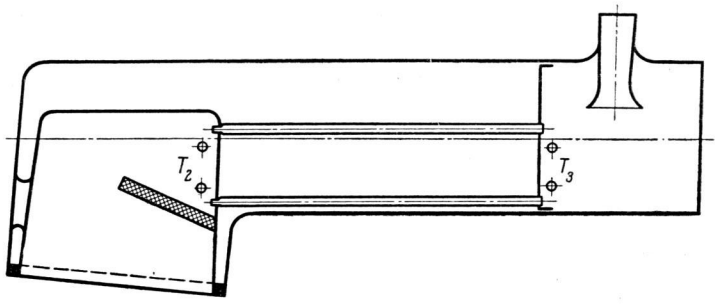
ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗОВ И ИХ ИЗМЕРЕНИЕ

При исследовании процесса теплопередачи чрезвычайно важно знать те температуры, которые устанавливаются в различных пунктах дымоходов; если по заданию требуется передать в единицу времени через поверхность нагрева некоторое определенное количество тепла, то потребная для этого величина поверхности нагрева будет тем больше, чем ниже температура газов.

Применительно к паровозному котлу, вся поверхность нагрева которого состоит из двух, существенно разнящихся друг от друга по условиям теплопередачи, частей — топочной камеры и дымогарных труб, — необходимо знать температуры: горения T_1, при входе газов в трубы T_2 и при выходе из них T_3; зная эти температуры, мы сумеем подсчитать и средние температуры как для топки, так и для дымогарных труб, необходимые для теплового расчета.

Величина T_1 была уже выяснена выше при изучении процесса сгорания. Данные о величине температур T_2 и T_3 получаются опытным путем.

На фиг. 46 представлена обычная схема оборудования паровозного котла термоэлектрическими пирометрами для измерения этих температур.



Фиг. 46.

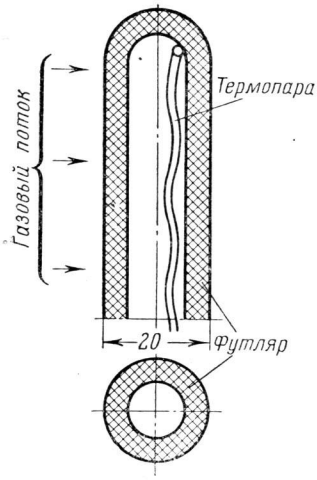
Как в топке, так и в дымовой коробке вблизи трубных решеток устанавливают обычно по два пирометра: один измеряет температуры газов при входе и выходе из верхней половины пучка труб, другой — из нижней. Если паровоз снабжен жаротрубным пароперегревателем, то верхние пирометры измеряют температуры $T_2^{ж}$ и $T_3^{ж}$ при входе и выходе газов из жаровых труб, нижний — температуры $T_2^{д}$ и $T_3^{д}$ для дымогарных труб. В бесперегревном паровозе для расчетов берутся средние цифры из показаний верхнего и нижнего пирометров.

При испытании паровозов для измерения температур газового потока в топке и в дымовой коробке пользуются обычно термоэлектрическими пирометрами.

Термопара, представляющая собой спай двух проволок из разнородных металлов, будучи погружена в пространство, заполненное горячими газами и окруженное (со всех сторон или частично) холодными экранирующими поверхностями (стенки топки или труб, омываемые снаружи водой), никогда не сможет нагреться до температуры окружающего газа.

Температура, отмечаемая показаниями стрелки на циферблате милливольтметра пирометрической установки, будет значительно ниже за счет радиации тела термопары на окружающие холодные стенки. Действительно: сохранять при установившемся режиме газового потока постоянную температуру, отдавая в то же время некоторое количество тепла

стенкам, пирометр может лишь в том случае, если он получает извне точно такое же количество тепла, какое он теряет; а это в свою очередь возможно только при условии, что температура пирометра ниже температуры омывающих его газов.



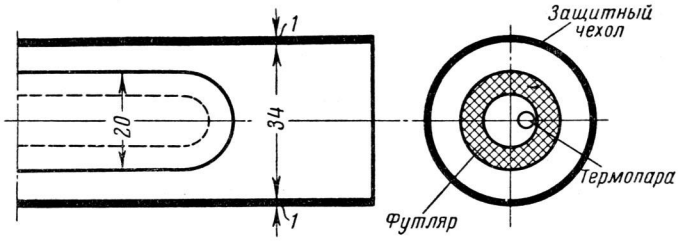
Фиг. 47.

Для измерения температур газов в огневой коробке применяются термопары из платины и иридия или платины и платины-родия.

Тот спай, который вставляется в топку (горячий спай), заделан в огнеупорную трубку (фарфор, кварц) диаметром обычно около 20 мм.

В практике испытания паровозов у нас применялись сначала термопары с водяным охлаждением, у которых горячий спай, заделанный в кварцевую трубу, свободно помещался в топке (фиг. 47). Впоследствии, примерно начиная с 1916 г., вошли в употребление пирометры без водяного охлаждения, но с наружным защитным чехлом, обычно из хромо-никелевой стали (фиг. 48).

Рассмотрим условия тепловой работы пирометра первого типа, помещенного в паровозной топке, вблизи отверстий огневой решетки, над кирпичным сводом (фиг. 49). Огнеупорная трубка, в которой заделан горячий спай термопары, имеет температуру $T_{пир}$; газы в пункте расположения термопары — $T_{газ}$; холодные стенки топки — $t_{ст}$; верхняя поверхность кирпичного свода — $T^{в}_{св}$.



Фиг. 48.

При этом всегда имеет место неравенство

$$T_{газ} > T_{пир} > t_{ст};$$

что касается температуры $T^{в}_{св}$, то она близка к величине

$$T_{газ} - 300°,$$

и следовательно, бывает немного ниже температуры $T_{пир}$.

При этих условиях огнеупорная трубка с горячим спаем пирометра, излучая тепло на окружающие холодные стенки топки и на верхнюю

поверхность кирпичного свода, получает такое же количество тепла от омывающих ее газов как путем газового излучения, так и путем конвекции.

Выражения для перечисленных количеств лучистого тепла могут быть написаны по схеме закона Стефана — Больцмана.

По этому закону количество тепла, излучаемое нагретым телом

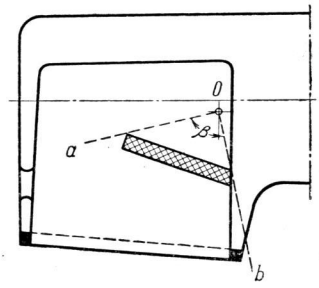
$$Q_{л} = \sigma_0 \varepsilon H_0 \left(\frac{T + 273}{100}\right)^4, \tag{119}$$

где $\sigma_0 = 4{,}96$ ккал / м² час (°К)⁴ — лучеиспускательная способность абсолютно черного тела (максимально возможная);

ε — величина, характеризующая степень интенсивности излучения данного тела, выражаемая в долях от интенсивности излучения абсолютно черного тела, принимаемой за единицу; величина ε называется «степенью черноты»;

H_0 — величина излучающей поверхности, м²;

T — температура нагретого тела, °С.



Фиг. 49.

Если лучи, испускаемые данным телом, падают на поверхность другого твердого тела, отделенного от первого теплолучепрозрачной средой и имеющего температуру $t < T$, то

$$Q_{л} = \sigma_0 \varepsilon \varepsilon_1 H \varphi \left[\left(\frac{T + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t + 273}{100}\right)^4\right]; \tag{120}$$

где ε_1 — степень черноты облучаемого тела, т. е. отношение числа лучей, воспринимаемых поверхностью этого тела, к общему числу падающих на нее лучей;

φ — угловой коэффициент, показывающий, какая доля лучей, испускаемых нагретым телом, падает на поверхность холодного тела.

Наконец, если промежуточная среда не вполне теплолучепрозрачна, а задерживает (поглощает) часть проходящих через нее лучей, то

$$Q_{л} = \sigma_1 \varepsilon (1 - \varepsilon_2) \varepsilon_1 H \varphi \left[\left(\frac{T + 273}{100}\right)^4 \left(\frac{t + 273}{100}\right)^4\right], \tag{121}$$

где ε_2 — степень черноты для промежуточной (газовой) среды.

Пользуясь этой схемой уравнения облучения, напишем выражения для перечисленных выше количеств тепла, обмениваемого между термопарой, стенками, газовой средой и поверхностью свода.

1. Тепло, излучаемое термопарой на холодные стенки топки:

$$4{,}96 \varepsilon_{пир} (1 - \varepsilon_{газ}) \varepsilon_{ст} \varphi_{э} \left[\left(\frac{T_{пир} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4\right] H_{пир}. \tag{122}$$

2. Тепло, излучаемое термопарой на верхнюю поверхность свода:

$$4{,}96\varepsilon_{св}(1-\varepsilon_{газ})\,\varepsilon_{пир}(1-\varphi_э)\left[\left(\frac{T_{пир}+273}{100}\right)^4-\left(\frac{T^{в}_{св}+273}{100}\right)^4\right]H_{пир}. \quad (123)$$

3. Тепло, излучаемое газовым факелом на термопару:

$$4{,}96\varepsilon_{газ}\,\varepsilon_{пир}\left[\left(\frac{T_{газ}+273}{100}\right)^4-\left(\frac{T_{пир}+273}{100}\right)^4\right]H_{пир}. \quad (124)$$

4. Тепло, получаемое термопарой от омывающих ее газов путем конвекции:

$$\alpha_{пир}(T_{газ}-T_{пир})\,H_{пир}, \quad (125)$$

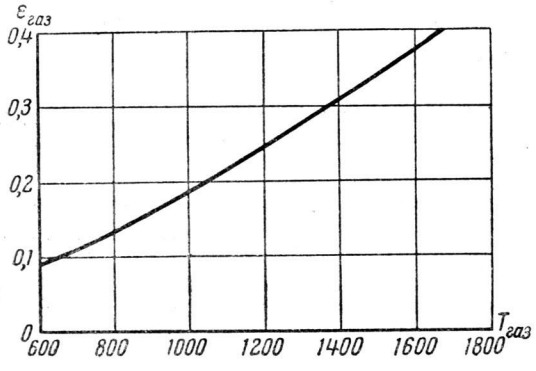
где $T_{пир}$ — температура, читаемая на циферблате пирометра;

$T_{газ}$ — искомая температура газа;

$T^{в}_{св}$ — температура верхней поверхности свода, принимаемая равной $T_{газ}-300°$;

$t_{ст}$ — средняя температура стенок топки.

Эта температура зависит от температур омывающих стенку газов и воды и от степени загрязнения стенки копотью и накипью. Для средних эксплуатационных условий работы паровозной топки величина $t_{ст}$ колеблется в зависимости от форсировки от 220 до 350°.



Фиг. 50.

Величины ε, фигурирующие в предыдущих выражениях, характеризуют степень интенсивности излучения или поглощения тепловых лучей различными физическими телами и называются «степенью черноты».

Можно принимать: $\varepsilon_{пир}=0{,}9$ (кварц, фарфор); $\varepsilon_{св}=0{,}9$ (кирпичная кладка); $\varepsilon_{ст}=0{,}8$.

Степень черноты газового (факельного) излучения в паровозной топке удалось пока определить для частного случая угольной топки при механической подаче угля.

Значения $\varepsilon_{газ}$, подсчитанные для опытных поездок с паровозами серии ФД, приведены в виде зависимости $\varepsilon_{газ}=f(T_{газ})$ на фиг. 50.

$\alpha_{пир}$ — коэффициент конвективного теплообмена между огнеупорным футляром термопары и поперечнообтекающим газовым потоком.

Эту величину надежнее всего оценить по формуле для трубы, омываемой поперечным потоком газа. Для чисел Re от 80 до 5000,

что соответствует условиям работы пирометра в паровозной топке, эта формула имеет вид [1]:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}625\,\mathrm{Re}^{0{,}46},$$

или

$$\frac{\alpha_{\text{пир}}\, d_{\text{пир}}}{\lambda} = \frac{0{,}625 d_{\text{пир}}^{0{,}46}}{g^{0{,}46}\,\mu^{0{,}46}} U_{\text{т}}^{0{,}46}, \tag{126}$$

отсюда:

$$\alpha_{\text{пир}} = 0{,}218\,\frac{\lambda}{\mu^{0{,}46}\, d_{\text{пир}}^{0{,}54}}\, U_{\text{т}}^{0{,}46}. \tag{127}$$

В диапазоне изменения температуры топочных газов от 1400 до 800° величина коэффициента вязкости газов может быть приближенно принята

$$\mu = 5.35 \cdot 10^{-6} \text{ кгсек} / \text{м}^2;$$

коэффициент теплопроводности газа для тех же пределов изменения $T_{\text{газ}}$

$$\lambda = 7{,}1 \cdot 10^{-2} \text{ ккал} / \text{м час °C}.$$

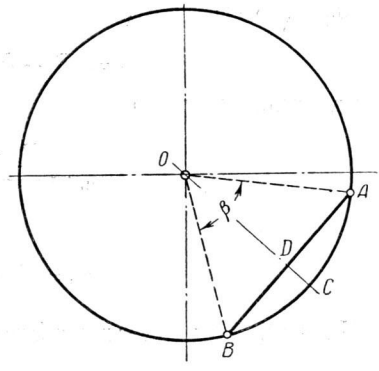
Принимая, кроме того, $d_{\text{пир}} = 0{,}02$ м и подставляя эти величины в (127), получаем

$$\alpha_{\text{пир}} = 34\, U_{\text{т}}^{0{,}46}. \tag{128}$$

Здесь $U_{\text{т}}$ — весовая скорость газового потока в верхней части топки (над кирпичным сводом)

$$U_{\text{т}} = \frac{(L_0\alpha + 1)\,\mu B_h}{3600\,\Omega_{\text{т}}} \text{ кг} / \text{м}^2 \text{ сек}, \tag{129}$$

где $\Omega_{\text{т}}$ — площадь проходного сечения для газов над серединой свода и μ — коэффициент механической неполноты сгорания.



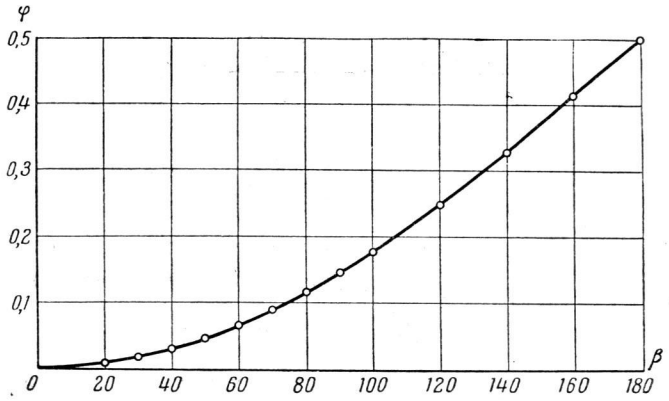
Фиг. 51.

Наконец, в выражениях (122) и (123) фигурирует величина $\varphi_{\text{э}}$ — коэффициент экранирования термопары, т. е. коэффициент, показывающий, какая доля лучей, испускаемых из точки O, в которой установлена термопара (фиг. 49), падает на холодные стенки (водяной экран). Для определения этого коэффициента удобнее сначала определить величину $\varphi_{\text{св}}$, показывающую, какая доля лучей, испускаемых точкой O, падает на поверхность кирпичного свода.

Для этого определяется путем геометрических построений усредненная величина пространственного угла β видимости поверхности свода из точки O. Средняя же степень видимости свода из точки O определяется по

[1] М. А. Михеев. Основы теплопередачи. Энергоиздат, 1949.

фиг. 51. Здесь из точки O описана сфера радиусом R, на поверхности которой пространственный центральный угол β вырезает поверхность шарового сегмента ACB.



Фиг. 52.

Степень облучения этой поверхности из точки O равна, очевидно, отношению сферической поверхности сегмента ACB к полной поверхности сферы, т. е.

$$\varphi_{св} = \frac{2\pi Rh}{4\pi R^2} = \frac{h}{2R},$$

где

$$h = DC.$$

Из $\triangle OAD$ имеем

$$OD = R - h = OA\cos\frac{\beta}{2} = R\cos\frac{\beta}{2},$$

откуда окончательно

$$\varphi_{св} = \frac{R - R\cos\frac{\beta}{2}}{2R} = \frac{1 - \cos\frac{\beta}{2}}{2}; \tag{130}$$

$$\varphi_{э} = 1 - \varphi_{св} = \frac{1 + \cos\frac{\beta}{2}}{2}. \tag{131}$$

На фиг. 52 дана для облегчения подсчетов зависимость

$$\varphi = 1 - \varphi_{э} = f(\beta)$$

в графической форме.

Соединяя выражения (122) — (125) и сокращая их на общий множитель $H_{пир}$, получим уравнение теплового баланса термопары в следующем виде:

$$4{,}96\,\varepsilon_{пир}(1 - \varepsilon_{газ})\,\varepsilon_{ст}\,\varphi_{э}\left[\left(\frac{T_{пир} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4\right] +$$

$$+ 4{,}96\,\varepsilon_{св}(1 - \varepsilon_{газ})\,\varepsilon_{пир}(1 - \varphi_{э})\left[\left(\frac{T_{пир} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{св}^{в} + 273}{100}\right)^4\right] =$$

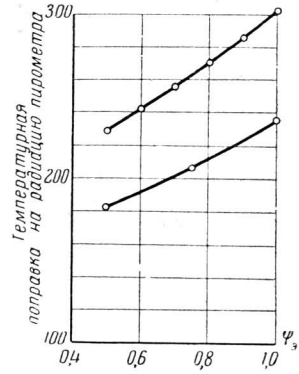
$$= 4{,}96\,\varepsilon_{газ}\,\varepsilon_{пир}\left[\left(\frac{T_{газ} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{пир} + 273}{100}\right)^4\right] + \alpha_{пир}(T_{газ} - T_{пир}). \tag{132}$$

Зная по показаниям пирометра $T_{\text{пир}}$, мы из уравнения (132) определяем истинную температуру $T_{\text{газ}}$, а следовательно, находим и величину поправки на радиацию пирометра

$$\Delta T = T_{\text{газ}} - T_{\text{пир}}. \tag{133}$$

Исследование вопроса о величине температурных поправок ΔT приводит к выводу, что для данного типа пирометра величина поправки не зависит от температуры $T_{\text{газ}}$, а является функцией степени экранирования $\varphi_э$ и материала огнеупорной оболочки термопары, характеризуемого величиной $\varepsilon_{\text{пир}}$.

На фиг. 53 верхняя кривая дает величину поправки ΔT для термопары, заключенной в огнеупорную оболочку ($\varepsilon_{\text{пир}} = 0{,}9$) и не имеющей защитного металлического чехла, — в функции от степени экранирования $\varphi_э$.



Фиг. 53. Степень экранирования термопары.

Переходим теперь к исследованию работы пирометра более сложного устройства, изображенного схематически на фиг. 48.

В этом случае мы должны составить уравнения теплового баланса отдельно для защитного металлического чехла пирометра и для самой термопары с ее огнеупорной оболочкой.

Защитный чехол отдает тепло излучением своей наружной поверхности на окружающие твердые тела: холодные (водяные) стенки и верхнюю поверхность свода. Приток тепла к чехлу происходит следующим образом: путем газового излучения как на наружную, так и на внутреннюю поверхность чехла; путем конвективного теплообмена с газовым потоком (причем интенсивность конвективного теплообмена для внутренней порции газов можно принять равной нулю); путем излучения огнеупорной оболочки термопары на внутреннюю поверхность чехла.

Написанное по этой схеме уравнение теплового баланса чехла имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}
&4{,}96\,\varepsilon_{\text{ч}}(1-\varepsilon_{\text{газ}})\,\varepsilon_{\text{ст}}\,\varphi_э\left[\left(\frac{T_{\text{ч}}+273}{100}\right)^4-\left(\frac{t_{\text{ст}}+273}{100}\right)^4\right]+\\
&+4{,}96\,\varepsilon_{\text{ч}}(1-\varepsilon_{\text{газ}})\,\varepsilon_{\text{св}}(1-\varphi_э)\left[\left(\frac{T_{\text{ч}}+273}{100}\right)^4-\left(\frac{T^{\text{в}}_{\text{св}}+273}{100}\right)^4\right]=\\
&=4{,}96\,\varepsilon_{\text{газ}}\,\varepsilon_{\text{ч}}\left[\left(\frac{T_{\text{газ}}+273}{100}\right)^4-\left(\frac{T_{\text{ч}}+273}{100}\right)^4\right]+4{,}96\,\varepsilon'_{\text{газ}}\times\\
&\times\varepsilon_{\text{ч}}\left[\left(\frac{T_{\text{газ}}+273}{100}\right)^4-\left(\frac{T_{\text{ч}}+273}{100}\right)^4\right]+\alpha_{\text{ч}}(T_{\text{газ}}-T_{\text{ч}})+\\
&+4{,}96\,\varepsilon_{\text{пир}}(1-\varepsilon'_{\text{газ}})\,\varepsilon_{\text{ч}}\frac{d_{\text{пир}}}{d_{\text{ч}}}\left[\left(\frac{T_{\text{пир}}+273}{100}\right)^4-\left(\frac{T_{\text{ч}}+273}{100}\right)^4\right].
\end{aligned} \tag{134}$$

Термопара излучает тепло на внутреннюю поверхность защитного чехла, получая взамен тепло, излучаемое газовым слоем, заполняющим внутренний канал пирометра (между огнеупорной оболочкой термопары и защитным чехлом).

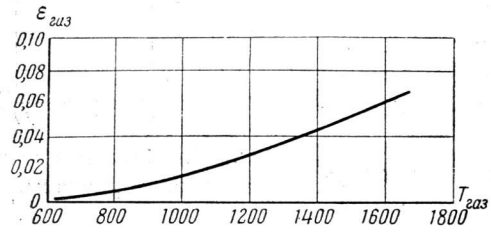
Уравнение баланса тепла для термопары:

$$4{,}96\,\varepsilon_{\text{пир}}(1-\varepsilon'_{\text{газ}})\,\varepsilon_{\text{ч}}\left[\left(\frac{T_{\text{пир}}+273}{100}\right)^4-\left(\frac{T_{\text{ч}}+273}{100}\right)^4\right]=$$

$$=4{,}96\,\varepsilon'_{\text{газ}}\,\varepsilon_{\text{пир}}\left[\left(\frac{T_{\text{газ}}+273}{100}\right)^4-\left(\frac{T_{\text{пир}}+273}{100}\right)^4\right]. \qquad (135)$$

В этих уравнениях, кроме уже ранее известных, фигурируют следующие величины:

$\varepsilon_{\text{ч}}$ — степень черноты материала защитного чехла; для хромо-никелевой стали в диапазоне температур 700—1300° эта величина, повидимому, может быть принята равной 0,5;



Фиг. 54.

$\varepsilon'_{\text{газ}}$ — степень черноты газового излучения для тонкого кольцевого слоя газов во внутренней полости пирометра; величину эту можно брать по прилагаемому графику[1], изображенному на фиг. 54;

$\alpha_{\text{ч}}$ — коэффициент конвективного теплообмена для наружной поверхности защитного чехла; эта величина подсчитывается по формуле (127), которая для диаметра трубки $d_{\text{ч}}=34$ мм принимает следующий вид:

$$\alpha_{\text{ч}}=26\,U_{\text{т}}^{0{,}46}. \qquad (136)$$

При определении количества тепла, излучаемого оболочкой термопары ($d=20$ мм) на поверхность защитного чехла ($d=34$ мм), учтена разная величина поверхностей оболочки и чехла введением в последний член уравнения (134) множителя $\frac{d_{\text{пир}}}{d_{\text{ч}}}$.

$T_{\text{ч}}$ — температура защитного чехла. Имея термометрическое показание $T_{\text{пир}}$, мы из уравнений (134) и (135) находим две неизвестные величины: $T_{\text{газ}}$ и $T_{\text{ч}}$, а следовательно, получаем и величину температурной поправки на радиацию пирометра $\Delta T=T_{\text{газ}}-T_{\text{пир}}$.

На фиг. 53 нижняя кривая дает величины ΔT для пирометра с защитным чехлом хромо-никелевой стали ($\varepsilon_{\text{ч}}=0{,}5$).

Для облегчения вычисления величины поправок к показаниям пирометров при опытных поездках с различными сериями паровозов при-

[1] Эти данные получены путем специального исследования работы пирометров в топке паровоза серии ФД.

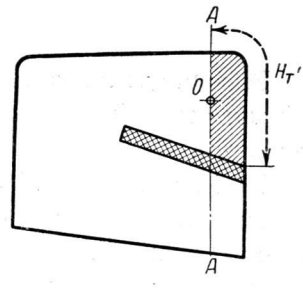
водим значения коэффициента экранирования термопар, установленных в топках для измерения температур $T_р$ вблизи огневой решетки (табл. 8).

Таблица 8

Серия паровоза	$\varphi_э$		Серия паровоза	$\varphi_э$	
	верхний пирометр (перед жаровыми трубами) $\varphi_э^ж$	нижний пирометр (перед дымогарными трубами) $\varphi_э^д$		верхний пирометр (перед жаровыми трубами) $\varphi_э^ж$	нижний пирометр (перед дымогарными трубами) $\varphi_э^д$
ФД, ИС*	0,95	0,95	$С^У$	0,88	0,815
2-3-2 (Коломенского завода)	0,79	0,67	Л	0,88	0,85
ЭМ, ЭР	0,79	0,645	$О^О$, $Н^П$,Б, С, $КУ$	0,79	0,645

* У паровозов серий ФД и ИС при опытах температура газов измерялась одним пирометром, установленным примерно против центра трубной решетки, на 160 мм ниже оси заднего барабана котла.

Ввиду того, что при испытании паровоза в топке обычно устанавливаются два пирометра: вверху — для измерения температуры газов вблизи входных отверстий жаровых труб и внизу — перед входом газов в пучок дымогарных труб, в таблице приведены два значения $\varphi_э$ для каждого паровоза.



Фиг. 55.

По техническим причинам невозможно поставить пирометр, предназначенный для измерения температуры уходящих из топки газов, в плоскости огневой решетки, а приходится измерять температуру $T_р$ на расстоянии 200÷350 мм от решетки. Вследствие этого температура газов при входе в отверстия решетки будет ниже измеряемой при опытах, так как часть поверхности нагрева топки, расположенная за вертикальной плоскостью AA (фиг. 55), в которой установлена термопара O, возьмет еще от газов некоторое количество тепла.

Обозначая температуру газов в плоскости огневой решетки через T_2 и поверхность нагрева этого «концевого» участка поверхности нагрева топки — через $H_{т'}$, напишем выражение для количества тепла, получаемого стенками концевого участка топки:

$$Q_{т'} = \alpha_т^с H_{т'}\left(\frac{T_р + T_2}{2} - t_{ст}\right) +$$

$$+4{,}96\varepsilon_{газ}\varepsilon_{ст}H_{т'}\left[\left(\frac{\frac{T_р + T_2}{2}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст}+273}{100}\right)^4\right] +$$

$$+4{,}96\varepsilon_{св}\,(1-\varepsilon_{газ})\,\varepsilon_{ст}H_{св}\varphi\left[\left(\frac{T_{св}^{в}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст}+273}{100}\right)^4\right]. \qquad (137)$$

Здесь $\alpha_т^c$ — коэффициент конвективного теплообмена между газовым потоком и стенками топки;

$H_{св}$ — величина верхней поверхности кирпичного свода;

φ — средняя степень видимости поверхности $H_т'$ из точек верхней поверхности свода.

С другой стороны, величина $Q_т'$ может быть подсчитана по уравнению тепла

$$Q_т' = M(T_р - T_2) + N(T_р^2 - T_2^2). \quad (138)$$

Соединяя знаком равенства первые части выражений (137) и (138), получим уравнение, из которого и определяется единственная неизвестная величина T_2.

Подсчитывая таким путем значения T_2 для многочисленных серий паровозов, проходивших через опытные исследования, и определяя перепад температур

$$\Delta T' = T_р - T_2,$$

можно убедиться в том, что величина этого перепада для различных паровозов и режимов работы изменяется в довольно узких пределах и может быть принята равной

$$\Delta T' = 35°.$$

Резюмируя все сказанное об измерении температуры топочных газов вблизи огневой решетки, устанавливаем следующую схему необходимых поправок.

1. К температуре $T_{пир}$, полученной путем непосредственного измерения термоэлектрическим пирометром, прибавляем поправку на радиацию пирометра; величина этой поправки находится по одной из кривых, приведенных на фиг. 53, в зависимости от типа пирометра, а величина $\varphi_э$ или подсчитывается геометрически по чертежу топки с точно зафиксированным на нем местом установки термопары или принимается в соответствии с данными табл. 8.

Получаем

$$T_р = T_р^{пир} + \Delta T.$$

2. Из величины $T_р$ вычитаем поправку $\Delta T'$ или точно подсчитанную по данным непосредственного опыта при помощи уравнений (137) и (138) или же принятую приближенно равной 35°

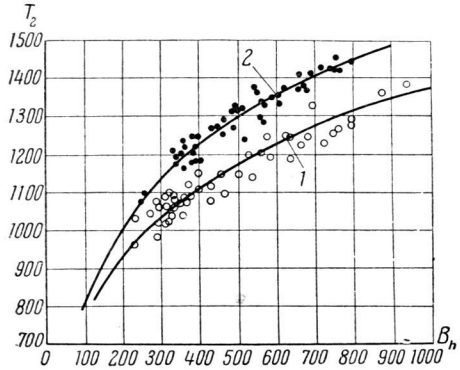
$$T_2 = T_р^{пир} + \Delta T - \Delta T'.$$

Переходя теперь к вопросу об измерении температуры уходящих из котла газов ($T_з$), считаем достаточным указать, что для самых разнообразных вариантов установки и условий работы пирометров, установленных в дымовой коробке паровоза вблизи выходных отверстий жаровых и дымогарных труб, величина поправки на радиацию пирометра

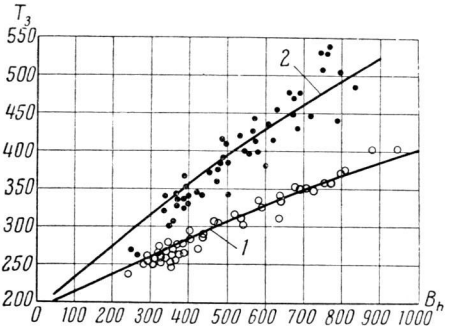
(излучение на заднюю решетку и на наружные стенки дымовой коробки, имеющие температуру 150—170°) колеблется в пределах 6—15°, а в среднем может быть принята равной 10°, т. е.

$$T_з = T_з^{пир} + 10°.$$

После введения указанными методами необходимых поправок в пирометрические измерения, производившиеся при испытаниях паровозов, открылась возможность изучения законов изменения температур T_2 и T_3, играющих громадную роль при исследовании тепловой работы паровозного котла.



Фиг. 56. Характер изменения температуры T_2 на паровозах с нефтяным отоплением: *1* — паровоз серии $С^У$; $Н_Т = 18{,}5$ м²; *2* — паровоз серии $О^О$; $Н_Т = 10{,}7$ м².



Фиг. 57. Характер изменения температуры T_3 на паровозах с нефтяным отоплением: *1* — паровоз серии $С^У$; $Н = 265$ м²; *2* — пароroз серии $О^О$; $Н = 153{,}6$ м².

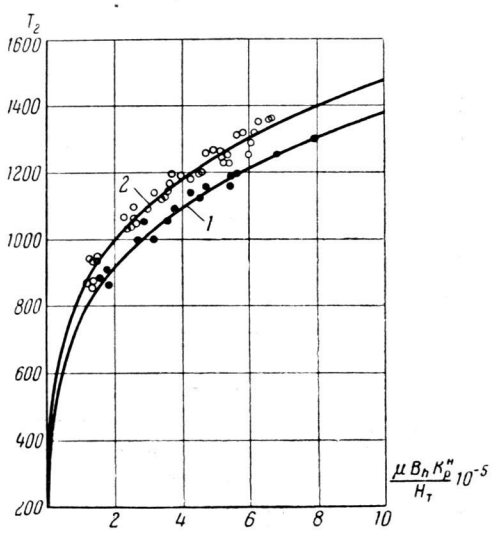
Все опыты указывают на вполне закономерное возрастание обеих температур при увеличении количества сжигаемого в 1 час топлива B_h.

Газообразные продукты сгорания топлива прежде всего омывают топочную камеру, через стенки которой отдают часть заключающегося в них тепла. Если принять во внимание весьма высокую величину коэффициента теплоотдачи в пределах топки, то станет вполне понятным, что к моменту достижений отверстий задней решетки температура газов успеет понизиться в весьма значительной степени; это понижение температуры будет тем значительнее, чем бóльшую поверхность нагрева приходится газам омыть до поступления в дымогарные трубы. Таким образом, чем больше величина поверхности нагрева топки, тем ниже должна быть температура газов у задней трубчатой решетки T_2.

Это соображение вполне подтверждается видом кривых, изображенных на фиг. 56. Представленные здесь кривые изменения температуры T_2 получены при испытании на нефтяном отоплении двух паровозов: серии $О^О$ с поверхностью нагрева огневой коробки 10,7 м² и серии $С^У$ с поверхностью нагрева огневой коробки 18,5 м².

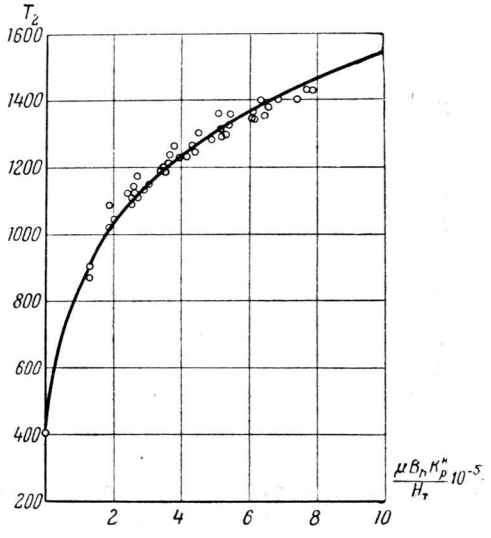
Исходя из аналогичных соображений о характере изменений температуры уходящих газов, мы должны заключить, что T_2 возрастает с увеличением форсировки и с уменьшением общей поверхности нагрева котла, омытой газами, включая сюда и поверхность пароперегревателя, если речь идет о перегревных паровозах, так как поверхность перегревателя омывается газами параллельно с испаряющей поверхностью нагрева и также способствует понижению их температуры.

На фиг. 57 приведены диаграммы изменения температур уходящих газов, полученные при опытах с теми же двумя паровозами; паровоз



Фиг. 58. Характер изменения температуры продуктов сгорания (с поправкой на радиацию пирометра) при входе в трубчатую часть котла на паровозах с угольным отоплением ($\alpha = 1{,}3$):

1 — паровозы с топкой обычного типа без камеры догорания; *2* — паровозы, оборудованные топкой с камерой догорания.



Фиг. 59. Характер изменения температуры продуктов сгорания (с поправкой на радиацию пирометра) при входе в трубчатую часть котла на паровозах с нефтяным отоплением ($\alpha = 1{,}3$).

серии $О^{О}$ бесперегревный, имеет испаряющую поверхность нагрева котла 152,6 м²; паровоз серии $С^{У}$ имеет испаряющую поверхность нагрева 199 м² и поверхность пароперегревателя 66 м², т. е. суммарная поверхность нагрева составляет для него 265 м².

Анализ колоссального и высокоценного материала, накопленного за 40 лет планомерных научных исследований паровозов различных серий на разных сортах топлива, позволяет установить достаточно надежные эмпирические зависимости газовых температур от факторов тепловой работы котла и от его геометрических размеров.

На фиг. 58 и 59 нанесены значения температур (групповые точки) газов при входе в трубчатую часть котла, исправленные на радиацию

пирометра. Данные фиг. 58 относятся к паровозам угольного отопления, причем нижняя кривая (черные кружки) относится к паровозам с огневой коробкой обычного типа (паровозы $Э^{Р}$, $Э^{М}$, 2-3-2 Коломенского завода); верхняя кривая (белые кружки) — опыты с паровозами ФД и ИС, имеющими топки с камерой догорания. Данные фиг. 59 относятся к паровозам нефтяного отопления $О^{О}$, $Н^{В}$, $Н^{П}$, Б, $К^{У}$, С, $С^{У}$, Л.

Аналитическое выражение, относящееся ко всему приведенному материалу, имеет следующий вид:

$$T_2 = \frac{4200 - 600\,\alpha}{\xi} \cdot \frac{\sqrt{\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{т}}}} + 215}{\sqrt{\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{т}}}} + 2000}. \tag{139}$$

Для паровозов угольного отопления с топкой обычного типа . $\xi = 1{,}0$
Для паровозов угольного отопления, имеющих топку с камерой догорания . . . . . $\xi = 0{,}933$
Для паровозов нефтяного отопления с топками обычного типа . $\xi = 0{,}892$

Входящая в формулу (139) величина

$$\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{т}}}$$

представляет собой среднее тепловое напряжение топочных стенок в ккал/м² час.

Что касается температуры уходящих из котла газов T_3, то было бы тщетно пытаться установить для нее ту или иную эмпирическую зависимость вне связи ее с температурой T_2, от которой она неотделима, как от своего начального уровня. Поэтому искомая зависимость для температуры T_3 имеет следующий вид:

$$\frac{T_3 - t_{\text{к}}}{T_2 - t_{\text{к}}} = \frac{13\,500}{\left(\frac{l}{r}\right)^2 + 50\,000} U^{0{,}4} \tag{140}$$

и

$$\frac{T_3 - t_{\text{к}}}{T_2 - t_{\text{к}}} = \frac{9\,600}{\left(\frac{l}{r}\right)^2 + 50\,000} U^{0{,}7}. \tag{141}$$

Уравнение (140) относится к паровозам угольного отопления, (141) — к нефтяным паровозам.

r — средняя для всей трубчатой части котла величина гидравлического радиуса площади газового прохода, т. е. $r = \frac{\Omega}{П}$, где Ω и $П$ — суммарные величины площади и периметра газового сечения, U — средняя весовая скорость газового потока в трубах:

$$U = \frac{(L_0\alpha + 1)\,\mu B_h}{3\,600 \cdot \Omega} \text{ кг/м}^2\text{сек}. \tag{142}$$

Выражения (139) — (142) с успехом могут быть использованы при проектных расчетах для определения ориентировочных размеров трубчатой поверхности котла.

Порядок расчетов при этом может быть рекомендован следующий.

По величине R (площадь колосниковой решетки), определившейся из условий задания, выбирая тип топки, определяем по эскизу величину $H_т$; задаваясь желательной расчетной величиной α, находим из (139) температуру T_2.

Задаваясь системой пароперегревателя, выясняем диаметры дымогарных, жаровых и пароперегревательных труб и подсчитываем r; задаваясь длиной труб l (по предварительному эскизу размещения котла на выбранной колесной базе), из выражений (140) или (141) определяем U для намеченной степени охлаждения ($T_з$) газового потока. Далее, из (142) находим Ω и подсчитываем $П = \frac{\Omega}{r}$; после этого полная поверхность нагрева котла (вместе с пароперегревателем, если таковой запроектирован):

$$H = H_т + Пl.$$

Величину H надо затем увязать с намеченной колесной характеристикой паровоза и заданными наибольшими нагрузками на оси.

Обозначая через $P_р$ вес паровоза в рабочем состоянии (с водой в котле, топливом на колосниковой решетке и полным запасом песка в песочнице), имеем:

$$P_р = Ha, \tag{143}$$

где a — так называемый строительный коэффициент паровоза; эта величина не должна выходить за рамки 0,28—0,33[1], в зависимости от конструкции и намеченных для постройки материалов котла и движущего механизма.

В ряде случаев удобно производить расчет в обратном порядке.

Намечая колесную характеристику, наиболее отвечающую условиям задания, по заданным нагрузкам на отдельные оси подсчитываем $P_р$; выбирая строительный коэффициент a, из (143) находим H — наибольшую возможную при данном весе $P_р$ величину полной поверхности нагрева котла; подсчитываем $П = \frac{H - H_т}{l}$; задаваясь r, находим $\Omega = rП$; из (142) получаем U; из (140) или (141) находим $T_з$. Если определившаяся $T_з$ не удовлетворяет нас, как чрезмерно высокая (например, более 450°), то единственным путем к ее снижению является отказ от выбранной ранее колесной характеристики и добавление лишней поддерживающей оси спереди или сзади.

---

[1] Здесь предполагается паровоз нормального типа (не сочлененный) с давлением пара не более 20—22 ата.

После этих ориентировочных расчетов окончательная величина температуры $T_з$ определяется путем аналитического исследования процесса теплопередачи в трубах, для каковой цели мы располагаем следующими зависимостями:

$$(M + 2Nt_к) \ln \frac{T_2 - t_к}{T_з - t_к} + 2N(T_2 - T_з) = K_д H_д; \tag{144}$$

$$K_д = aU_д^{n1}. \tag{145}$$

$$U_д = \frac{(L_0\alpha + 1)\mu B_h}{3\,600\Omega}. \tag{146}$$

Подсчитав по формуле (146) величину $U_д$, определяем из (145) ожидаемую для данных условий величину коэффициента теплопередачи $K_д$: подставляя эту величину в (144), находим путем попыток температуру $T_з$.

Глава XII

ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРОВ ТРУБЧАТОЙ ЧАСТИ КОТЛА НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ ПАРОВОЗА

После детального изучения теплопередачи в пучке дымогарных труб естественно встает вопрос о рациональной компоновке размеров трубчатой части котла.

Дело в том, что заданную величину поверхности нагрева H можно осуществить либо в виде сравнительно небольшого числа трубок значительной длины, либо размещая большое число трубок меньшей длины.

Выяснение относительной выгодности того или иного варианта является интереснейшим и весьма актуальным вопросом; этому вопросу и посвящены приводимые ниже подсчеты.

Для примера рассмотрим паровозный котел, характеризуемый следующими размерами:

площадь колосниковой решетки . . . . . $R = 3{,}32$ м²
объем топки . . . . . $V_т = 5{,}98$ м³
поверхность нагрева топки . . . . . $H_т = 15{,}0$ м²
число дымогарных труб . . . . . $n = 250$ шт.
диаметр » » . . . . . 46/51 мм
длина » » . . . . . $l = 4{,}64$ м
испаряющая водяная поверхность нагрева дымогарных труб $H_д^в = 185{,}8$ м²
то же, газовая . . . . . $H_д = 167{,}6$ »
площадь газового прохода в трубах . . . . . $\Omega_д = 0{,}415$ »
рабочее давление пара в котле . . . . . $p_к = 13$ ата

[1] Коэффициент a и показатель степени n берутся по формулам (111) или (112).

Подсчитаем величину полезной паропроизводительности этого котла при сжигании $B_h = 1\,200$ кг/час угля марки ПЖ следующего элементарного состава:

$$73{,}7\,C + 4{,}32\,H + 2{,}24\,O + N + 1{,}74\,S + 4{,}0\,W + 13{,}0\,A.$$

Рабочая низшая теплопроизводительность угля $K^{н}_{р} = 6850$ ккал/кг; характеристика Бунте:

$$\beta_0 = 2{,}37\,\frac{4{,}32-0{,}28}{73{,}7} = 0{,}130;$$

теоретический расход воздуха, необходимого для горения:

$$L_0 = \frac{1}{23{,}6}\left(\frac{8}{3}73{,}7+8\cdot 4{,}32+1{,}74-2{,}24\right) = 9{,}77 \text{ кг/кг}.$$

Напряжение колосниковой решетки:

$$Y = \frac{1200}{3{,}32} = 361{,}4 \text{ кг/м}^2\text{час}.$$

Задаемся коэффициентом избытка воздуха

$$\alpha = 1{,}20.$$

Назначая в формуле (76) для угля ПЖ и ручного отопления: $A=40$ и $Б = 10$, подсчитываем тепловые потери от механической неполноты горения:

$$q_{ш+п} = \frac{40}{4{,}6 + \sqrt{361{,}4}} = 1{,}70\%;$$

$$q_у = 10\left(\frac{9{,}77\cdot 1{,}2\cdot 361{,}4\ \mu}{3\,600}\right)^{1.5} = 10{,}52\%;$$

$$q''_2 = 12{,}22\%;$$

$$\mu = \frac{100-12{,}22}{100} = 0{,}8778;$$

$$\mu B_h = 0{,}8778\cdot 1200 = 1053{,}4 \text{ кг/час}.$$

Тепловое напряжение единицы топочного объема:

$$\frac{\mu B_h K^{н}_{р}}{V_т} = \frac{1053{,}4\cdot 6\,850}{5{,}98} = 1\,206\,700 \text{ ккал/м}^3\text{час}.$$

По формуле (69) подсчитываем величину потери тепла от химической неполноты сгорания:

$$q'_2 = 1{,}7\cdot 10^{-12}\cdot 1\,206\,700^2 + \frac{12\cdot 10^5}{1\,206\,700+16\,000} = 3{,}46\%.$$

Для определения вероятного состава продуктов сгорания имеем:

$$1{,}20 = \frac{1}{1-3{,}76\,\dfrac{O_2-0{,}5\,CO}{100-CO_2-CO-O_2}}; \qquad (147)$$

$$3{,}46 = 56{,}9\cdot 73{,}7\,\frac{CO}{CO_2+CO}\,\frac{0{,}8778}{6850}\,100; \qquad (148)$$

$$CO = \frac{21-1{,}13\,CO_2-O_2}{0{,}605+0{,}130}. \qquad (149)$$

Решая эту систему уравнений, получаем;

$$CO_2=14{,}28\%;\ CO=0{,}99\%;\ O_2=4{,}15\%.$$

Далее:

$$M=1053{,}4\left(0{,}55\frac{73{,}7}{14{,}28+0{,}99}+0{,}0021\cdot 73{,}7+0{,}0406\cdot 4{,}32+0{,}0045\cdot 4\right)=3153;$$

$$N=1053{,}4\left(0{,}0000445\ \frac{73{,}7}{14{,}28+0{,}99}+0{,}0000013\cdot 73{,}7+\right.$$
$$\left.+0{,}0000044\cdot 4{,}32+0{,}0000005\cdot 4\right)=0{,}3493.$$

Располагаемое тепло

$$Q_0=1200\cdot 6850=8\,220\,000 \text{ ккал/час}.$$

Ожидаемая температура газов у огневой решетки оценивается по формуле (136):

$$T_2=(4200-600\cdot 1{,}2)\frac{\sqrt{\frac{1053{,}4\cdot 6\,850}{15}}+215}{\sqrt{\frac{1053{,}4\cdot 6\,850}{15}}+2000}=1173^\circ.$$

Весовая скорость газов в трубах:

$$U_g=\frac{(9{,}77\cdot 1{,}20+1)\cdot 1053{,}4}{3\,600\cdot 0{,}415}=8{,}97 \text{ кг/м}^2 \text{ сек}.$$

Ожидаемая величина коэффициента теплопередачи по формуле (111):

$$K_д=5{,}94\cdot 8{,}97^{0{,}9}=42{,}79 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}.$$

Составляем уравнение теплопередачи для поверхности нагрева дымогарных труб:

$$(3153+2\cdot 0{,}3493\cdot 190)\ 2{,}3\lg\frac{1173-190}{T_з-190}+2\cdot 0{,}3493\ (1173-T_з)=167{,}6K_д,$$

или

$$7\,558\lg\frac{983}{T_з-190}+0{,}6986\ (1173-T_з)=7172,$$

откуда

$$T_з=323^\circ.$$

Потеря тепла с уходящими газами:

$$Q_з=3153\cdot 323+0{,}3493\cdot 323^2=1\,055\,000 \text{ ккал/час},$$

или

$$q_з=\frac{1\,055\,000}{8\,220\,000}100=12{,}83\%.$$

Принимая сумму остальных тепловых потерь, не зависящих от размеров трубчатой части котла (потеря на наружное охлаждение котла и служебные потери)

$$q_4 + q_5 = 6{,}00\%,$$

находим полезное тепло:

$$q_1 = 100 - (1{,}70+10{,}52+3{,}46-12{,}83+6{,}00) = 65{,}49\%,$$

или

$$Q_1 = 8\,220\,000 \cdot 0{,}6549 = 5\,383\,000 \text{ ккал/час}.$$

Принимая, наконец, что на приготовление 1 кг рабочего пара с давлением 13 ата и степенью сухости $x_к = 0{,}97$ затрачивается при температуре воды в тендере $\tau = 10°$:

$$193{,}7+475{,}2 \cdot 0{,}97-10=637 \text{ ккал/кг},$$

находим количество рабочего пара, приготовляемого котлом:

$$B_m = \frac{5\,383\,000}{637} = 8450 \text{ кг/час}.$$

Рассмотрим теперь два параллельных варианта осуществления той же самой поверхности нагрева трубчатой части котла, но при длине трубок в полтора раза меньшей и в полтора раза большей по сравнению с основным котлом.

Чтобы сохранить ту же величину поверхности нагрева, увеличиваем в 1,5 раза число труб, т. е. $n = 250 \cdot 1{,}5 = 375$ шт., $\Omega_0 = 0{,}415 \cdot 1{,}5 = 0{,}6225$ м².

Все размеры топки и режим ее работы остаются без изменения.

Очевидно, что ожидаемое $K_д$:

$$K_д = 42{,}79 \left(\frac{0{,}415}{0{,}6225}\right)^{0{,}9} = 29{,}7 \text{ ккал/м²час°С}.$$

Уравнение теплопередачи:

$$7558 \lg \frac{983}{T_з - 190} + 0{,}6986 (1173 - T_з) = 167{,}6 \cdot 29{,}7 = 4978,$$

откуда

$$T_з = 443°,$$

$$Q_з = 3\,153 \cdot 443 + 0{,}3493 \cdot 443^2 = 1{,}465\,000 \text{ ккал/час, или } 17{,}83\%.$$

Сравнивая этот результат с цифрами основного варианта, видим, что потеря с уходящими газами увеличилась на

$1\,465\,000 - 1\,055\,000 = 410\,000$ ккал/час, или на $17{,}83 - 12{,}83 = 5{,}00\%$.

Так как все остальные тепловые потери остались без изменения, то на такую же величину уменьшилось полезное тепло. Отсюда уменьшившаяся полезная паропроизводительность определится следующим образом:

$$B_m = 8450 - \frac{410\,000}{637} = 8450 - 644 = 7806 \text{ кг/ч}.$$

Снижение тепловой мощности и экономичности паровоза составляет

$$\frac{8450-7806}{8450}\,100=7{,}6\,\%.$$

Исследуя точно таким же способом второй вариант с длиной труб $l=4{,}64\cdot 1{,}5=6{,}96$ м и числом их в котле $250:1{,}5=167$ шт., получаем следующие цифры:

$$K_д=61{,}52;\ T_з=243°;\ Q_з=786\,000 \text{ ккал/час},$$

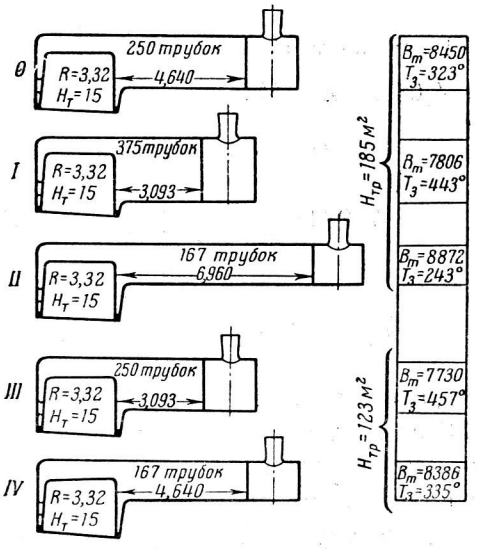
или 9,56%.

$$B_m=8450+\frac{1\,055\,000-786\,000}{637}=8450+422=8872 \text{ кг/час},$$

т. е. повышение тепловой мощности и экономичности на

$$\frac{8872-8450}{8450}\,100=5{,}0\,\%.$$

Итак, с точки зрения тепловой эффективности выгоднее развивать трубчатую часть в длину, а не идти на увеличение числа труб, потому что в первом случае теплопередача в трубах будет протекать более интенсивно вследствие повышенных скоростей протекания газов. Необходимо, однако, заметить, что газовое сопротивление трубчатой части котла резко возрастает с уменьшением числа труб и увеличением их длины. Так, например, во втором варианте при уменьшении в 1,5 раза числа труб и при одновременном увеличении их длины тоже в 1,5 раза следует ожидать, что газовое сопротивление трубчатой части котла возрастет в $1{,}5^2\cdot 1{,}5=3{,}37$ раза. Для преодоления столь резко повысившегося сопротивления придется прибегнуть к значительному уменьшению площади выхлопного сечения конусного насадка, что повысит противодавление пара на нерабочие стороны поршней паровых цилиндров и вызовет в конечном итоге значительное уменьшение индикаторной мощности паровой машины паровоза. Чтобы компенсировать это уменьшение мощности, машинист принужден будет водить поезда с большими степенями наполнения цилиндров (отсечками), что поведет и к некоторому снижению экономичности паровой машины в области высоких форсировок.



Фиг. 60.

Кроме того, надо отметить, что по конструктивным соображениям и по условиям работы труб увеличение длины их свыше 6,5—7,0 м нежелательно.

В практике проектирования паровозов и особенно при модернизации существующих типов часто приходится сталкиваться с вопросом о желательности некоторого уменьшения трубчатой поверхности нагрева котла.

Распространим примененный нами метод исследования и на этот случай и просчитаем два новых варианта котла с теми же размерами топки, но с уменьшенной в 1,5 раза поверхностью нагрева труб: в варианте III это достигается уменьшением длины труб, а в варианте IV—уменьшением числа труб. Все пять вариантов с их основными характеристиками показаны схематически на фиг. 60.

Вариант III

$l = 3{,}093$ м; $n = 250$ шт.; $H_д^в = 123{,}87$ м²; $H_д = 111{,}7$ м²; $\Omega_д = 0{,}415$ м²

$$U_д = 8{,}97 \text{ кг/сек м}^2;\quad K_д = 42{,}79 \text{ ккал/м}^2 \text{ час°C};$$

$$7558 \lg \frac{983}{T_з - 190} + 0{,}6986\,(1173 - T_з) = 111{,}7 \cdot 42{,}79 = 4780;$$

$$T_з = 457°;\quad Q_з = 1\,514\,000 \text{ ккал/час};$$

$$B_m = 8450 - \frac{1\,514\,000 - 1\,055\,000}{637} = 8450 - 720 = 7730 \text{ кг/час};$$

потеря мощности

$$\frac{720}{8450} 100 = 8{,}5\,\%.$$

Вариант IV

$l = 4{,}64$ м; $n = 167$ шт.; $H_д^в = 124{,}1$ м²; $H_д = 111{,}9$ м²; $\Omega_д = 0{,}2772$ м²;

$$U_д = 13{,}43 \text{ кг/м}^2 \text{ сек};\quad K_д = 61{,}52 \text{ ккал/м}^2 \text{ час°C};$$

$$7588 \lg \frac{983}{T_з - 190} + 0{,}6986\,(1173 - T_з) = 111{,}9 \cdot 61{,}52 = 6884;$$

$$T_з = 335°;\quad Q_з = 1\,096\,000 \text{ ккал/час};$$

$$B_m = 8450 - \frac{1\,096\,000 - 1\,550\,000}{637} = 8450 - 64 = 8386 \text{ кг/час};$$

потеря мощности меньше 1 %.

Этот последний вариант представляет, пожалуй, наибольший практический интерес: он показывает, что изъятие части дымогарных труб из котла почти компенсируется интенсификацией теплопередачи в остающихся трубах. Поэтому такое изъятие можно безболезненно производить, если в этом встречается необходимость.

В современной литературе очень часто встречаются ссылки на то, что при слишком тесном размещении дымогарных труб в котле наблюдается ухудшение парообразования.

Обычно объясняют это тем, что при слишком большом сопротивлении выходу пузырьков пара через узкие каналы между трубами на поверхность зеркала испарения на наружных стенках труб образуются паровые пленки; при наличии такой пленки коэффициент теплопередачи будет понижен за счет резкого уменьшения коэффициента теплоперехода от стенки к пару по сравнению с теплопереходом от стенки к воде.

Сколько-нибудь значительное понижение теплопередачи, обусловливаемое указанным явлением, представляется нам весьма сомнительным; тем не менее слишком тесное размещение труб является нежелательным из-за образования больших завалов накипи между ними и трудности ее удаления.

С другой стороны, мы только что видели, что некоторое уменьшение числа труб в котле при сохранении прежней длины трубчатой части вызывает очень незначительное повышение температуры уходящих газов.

Поэтому можно рекомендовать для новых паровозов величину «водяного зазора» между соседними трубами делать не менее 18—20 мм, а при плохой питательной воде доводить ее до 25 мм.

Глава XIII

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ТОПОЧНОЙ И ТРУБЧАТОЙ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА. СЛОЖНАЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ. КОНВЕКЦИОННАЯ И РАДИАЦИОННАЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ. КОЭФФИЦИЕНТ СЛОЖНОЙ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Исследование процесса теплопередачи в дымогарных трубах привело нас к убеждению в чрезвычайной сложности явления. Лучшим доказательством этого является то обстоятельство, что, несмотря на громадную практическую важность вопроса и возбуждаемый им широкий интерес в кругах специалистов, несмотря на массу опытных данных, вопрос этот до сих пор не получил исчерпывающего разрешения.

Все это в еще большей степени относится к паровозной топке, где тепло передается конвекцией и лучеиспусканием (прямая отдача), причем точно разграничить оба эти количества тепла чрезвычайно трудно.

Главным образом благодаря влиянию лучеиспускания передача тепла через стенки топочной коробки происходит во много раз интенсивнее, чем в дымогарных трубах, так что топочная поверхность нагрева является наиболее активной. Применительно к современным паровозам можно сказать, что топка дает от 30 до 55% всего приготовляемого котлом пара.

Весьма интересные опыты с паровозным котлом производились еще в прошлом столетии[1]. Цилиндрическая часть котла разрезалась на четыре

[1] Опыты инж. Жоффруа.

части, которые были затем снабжены днищами в виде железных листов с отверстиями для прохода дымогарных труб и установлены рядом в прежнем порядке.

Поверхность нагрева топки была равна 7,14 м², а каждого из четырех отделений — 16,66 м². Количество испаренной воды замерялось отдельно как в топочной части, так и в каждом из отделений. Оказалось, что топкой испарено 44% всего пара, а каждым из цилиндрических барабанов последовательно 28; 13,5; 8,5 и 6,0%.

Подсчитаем, что даст в рассматриваемом отношении разрабатываемая нами опытная поездка с паровозом серии $Н^{В}$.

Кривая изменения температур газов по длине труб была построена для этого опыта на фиг. 40. По этой кривой мы и принимаем температуры газов при входе в трубы и при выходе из них, а также температуры газов на расстоянии $^1/_4$, $^1/_2$ и $^3/_4$ длины дымогарных труб, считая от огневой решетки.

$$T'_2 = 1410°;\ T_{1/4} = 1045°;\ T_{1/2} = 768°;\ T_{3/4} = 578°;\ T_3 = 446°.$$

Количества тепла, передаваемые в котел на протяжении каждой четверти длины труб, начиная от огневой решетки:

$$Q_д^{I} = 2094\,(1410-1045) + 0{,}2319\,(1410^2-1045^2) = 973\,000 \text{ ккал/час}$$

$$Q_д^{II} = 2094\,(1045-768) + 0{,}2319\,(1045^2-768^2) = 696\,000 \text{ »}$$

$$Q_д^{III} = 2094\,(768-578) + 0{,}2319\,(768^2-578^2) = 457\,000 \text{ »}$$

$$Q_д^{IV} = 2094\,(578-446) + 0{,}2319\,(578^2-446^2) = 308\,000 \text{ »}$$

Тепло, отдаваемое в котел через топочную поверхность нагрева:

$$Q_т = 5\,028\,000\,\frac{100-4{,}53}{100} - (2094\cdot 1410 + 0{,}2319\cdot 1410^2) =$$

$$= 4\,800000 - 3\,414\,000 = 1\,386\,000 \text{ ккал/час}.$$

Всего в котел передано:

$$Q_к \Sigma Q = 1\,386\,000 + 973\,000 + 696\,000 + 457\,000 + 308\,000 = 3\,820\,000 \text{ ккал/час}.$$

Переводя величины $Q_д$ и $Q_т$ в проценты от суммарно переданного тепла, получаем картину распределения тепла, изображенную на фиг. 61.

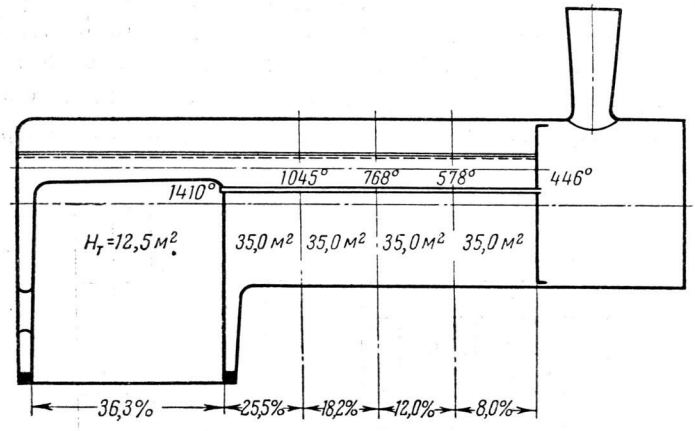
Полученные цифровые соотношения отнюдь нельзя, однако, считать как нечто постоянное; даже для одного и того же котла они сильно меняются в зависимости от условий работы: форсировки, степени избытка воздуха и т. д. В табл. 9 приведены некоторые данные, полученные при разработке четырех опытных поездок.

Цифры эти показывают, что:

1) при одной и той же форсировке (опыты № 1 и 2) с увеличением избытка воздуха уменьшается активность поверхности нагрева огневой коробки и повышается активность трубчатой части.

Происходит это вследствие понижения температуры горения T_1 при почти неизменных T_2 и T_3;

2) при одном и том же избытке воздуха (опыты № 1 и 4) с увеличением форсировки активность трубчатой поверхности быстро возрастает



Фиг. 61.

(с 8 300 до 21 000 ккал/м²час), а активность топочной поверхности нагрева слегка убывает (134 000 и 123 000 ккал/м²час) или вообще меняется мало.

Таблица 9

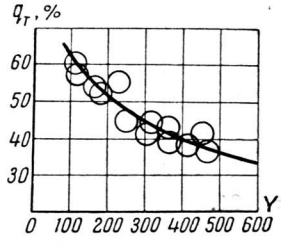
	Опыт			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Интенсивность горения Y, кг/м² час	185	180	408	402
Коэффициент избытка воздуха, α	1,23	1,44	1,06	1,22
Количество испаренной топкой воды, % . .	53	35	33	29
Тепловое напряжение топки $\frac{Q_т}{H_т}$, ккал/м² час	134 000	89 000	150 000	123 000
Тепловое напряжение труб $\frac{Q_д}{H_д}$, ккал/м² час	8300	11 900	20 000	21 000

Способствует этому быстрое повышение с увеличением форсировки температуры T_2 при мало меняющейся (слегка понижающейся) T_1; такое сближение топочных температур вызывает относительное понижение активности топочной поверхности с 53 до 29%.

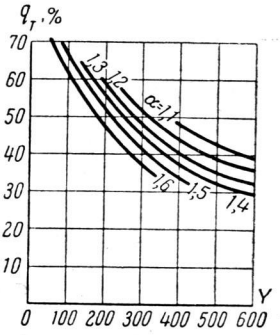
На фиг. 62 нанесены относительные количества тепла, передаваемого воде через поверхность нагрева огневой коробки, в процентах ко всему количеству тепла, получаемого котлом. Данные относятся к паровозу серии ФД при отоплении газовыми углями.

На фиг. 63 дана комбинированная зависимость величины $q_т$ от напряжения колосниковой решетки Y и коэффициента избытка воздуха α для паровозов угольного отопления.

Приведенные данные показывают, что, несмотря на свою относительно небольшую поверхность нагрева (от $^1/_9$ до $^1/_{15}$ от полной испаряющей поверхности нагрева котла), огневая коробка дает от 30 до 60% всего приготовляемого котлом пара. Такая исключительно активная роль топки в общем процессе тепловой работы котла заставляет обстоятельно изучить процесс передачи тепла топочной поверхностью нагрева.



Фиг. 62.



Фиг. 63.

Для исследования тепловой работы котла паровозного типа имеются две основные зависимости, выведенные выше: уравнение тепла и уравнение теплопередачи.

Уравнение тепла применимо на протяжении всей поверхности нагрева котла; уравнение теплопередачи в том виде, в каком оно было выведено нами, имеет лишь локальное значение и применимо только для трубчатых поверхностей с осевым потоком газов сгорания.

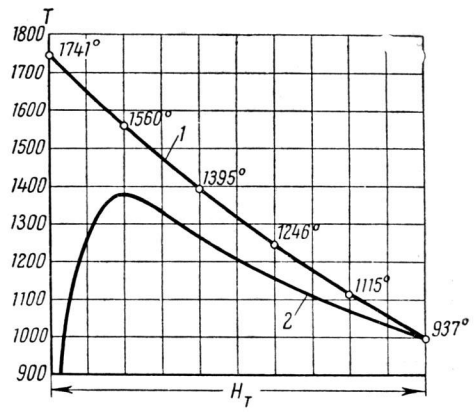
Действительно, пользование уравнением типа (90) или (91) для топки недопустимо уже по одному тому, что это уравнение характеризует лишь закон конвективного теплообмена, тогда как в топке большая доля тепла передается от газов воде путем лучеиспускания (прямая отдача). Если бы мы, пренебрегая этим обстоятельством, все-же попытались применить уравнения типа (90) и (91) для изучения суммарного теплообмена в топке (т. е. и конвективного и радиационного), то пришли бы к выводу, явно противоречащему физической обстановке топочного процесса. Уравнение (90), будучи распространено на топку, должно было бы быть переписано в следующем виде:

$$(M+2Nt_к)\ln\frac{T_1-t_к}{T-t_к}+2N(T_1-T)=K_тH_x \qquad (150)$$

и для всей поверхности топки $H_т$:

$$(M+2Nt_к)\ln\frac{T_1-t_к}{T_2-t_к}+2N(T_1-T_2)=K_тH_т. \qquad (151)$$

Поступая совершенно так же, как это было указано выше при изложении способа построения кривой изменения температуры газов в пределах поверхности нагрева дымогарных труб (от $T = T_2'$ до $T = T_3$ при выходе из труб), определяем из формулы (151) суммарный коэффициент теплопередачи топочной поверхности нагрева $K_т$; подставляя величину $K_т$ в формулу (150) и задаваясь различными значениями H_x, находим ряд промежуточных значений T. Откладывая эти величины по ординатам при абсциссах — соответствующих значениям H_x, построим график, подобный графику фиг. 40, выражающий зависимость $T = f(H_x)$ в пределах изменения температур газов от T_1 до T_2. Такая кривая построена на фиг. 64 для одного из опытов; здесь же показана кривая действительных температур, построенная методом, изложенным ниже. Сопоставление этих двух кривых показывает, что закон изменения температуры топочного пространства, выражаемый уравнением (150), совершенно не соответствует физике явления.



Фиг. 64.

1 — кривая по формуле (150); *2* — кривая действительных температур.

Уравнение Ньютона может быть написано для топки в следующем виде:

$$Q_т = K_т H_т (T_{газ} - t_к), \tag{152}$$

где $T_{газ}$ — действительная средняя температура топочных газов;

$Q_т$ — часовое количество тепла, отдаваемое газами воде через поверхность нагрева топки;

$$Q_т = Q_0 - Q_2' - Q_2'' - (MT_2 + NT_2^2). \tag{153}$$

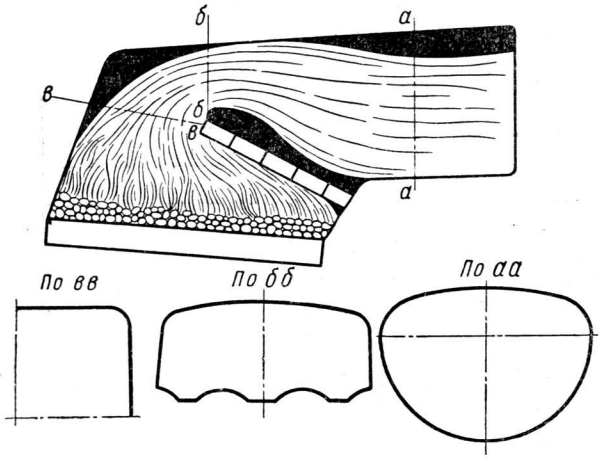
Уравнение (152) содержит две неизвестные величины ($K_т$ и $T_т$) и не может принести никакой помощи в смысле выяснения истинной картины явления теплообмена в топке. Изберем поэтому иной метод исследования, расчленяя сложный комплекс явлений теплообмена в топке на две составляющие: конвекцию и радиацию.

Обозначая через $Q_т^c$ и $\alpha_т$ часовое количество тепла, отдаваемое стенкам топки путем конвекции, и коэффициент конвективной теплоотдачи в топке, имеем

$$Q_т^c = \alpha_т^c H_т (T_{газ} - t_к). \tag{154}$$

Замечая, что конвекция в общем процессе теплообмена в паровозной топке играет незначительную роль (около 10%), мы будем удов-

летворены, если найдем способ хотя бы весьма грубой и ориентировочной оценки величины $\alpha_т^c$. Изучая на застекленных моделях и фотографируя форму газового потока в топках современных мощных паровозов, снабженных длинной аркой на кипятильных трубах и камерой догорания (фиг. 65), мы наблюдаем здесь некоторое отдаленное подобие протеканию газов по трубе, только труба эта большого сечения, переменного по величине и конфигурации. Зачерненные места на фигуре показывают расположение застойных мешков газа.



Фиг. 65.

С другой стороны, можно использовать опыты по теплоотдаче плоскими плитами воздуху.

По опытам Юргеса и Фропка, обобщенным Скнарем, теплообмен между плоской плитой и омывающим ее воздухом, протекающим параллельно поверхности плиты (стенки), подчиняется следующей критериальной зависимости:

$$Nu_{ст} = 0{,}044\, Re_{ст}^{0{,}77};$$

или

$$\alpha = \frac{0{,}044}{g^{0{,}77}} \cdot \frac{\lambda_{ст}}{l^{0{,}23}\mu_{ст}^{0{,}77}} U^{0{,}77},$$

где l — элемент длины плоской стенки, омываемой без отрыва струи от последней.

Для шероховатой стенки, по Юргесу, α должно быть увеличено в отношении $\frac{647}{612}$, т. е.

$$\alpha = \frac{0{,}0465}{g^{0{,}77}} \frac{\lambda_{ст}}{l^{0{,}23}\mu_{ст}^{0{,}77}} U^{0{,}77}.$$

Принимая для паровозной топки температуру стенки $t_{ст} = 300°$, находим[1]:

$$\lambda_{ст} = 3{,}69 \cdot 10^{-2} \text{ и } \mu_{ст} = 3{,}03 \cdot 10^{-6}.$$

Подставляя, кроме того, $l = 1{,}5$ м, получаем:

$$\alpha = 4{,}784\, U^{0{,}77}. \qquad (155)$$

[1] Здесь и дальше физические параметры топочных газов автор условно принимает по таблицам для сухого воздуха.— *Ред.*

Для тех же опытов в обобщении Меркеля, с учетом шероховатости стенки, имеем:

$$\mathrm{Nu}_m = 0{,}060\,\mathrm{Pe}_m^{0{,}78}$$

или

$$\alpha = 0{,}060 \cdot 3600 \frac{c_p^{m\,0{,}78} \lambda_m^{0{,}22}}{l^{0{,}22}} U^{0{,}78},$$

где Pe — критерий Пекле, равный Re Pr.

Принимая среднюю температуру стенки $t_{ст} = 300°$; среднюю температуру топочных газов $t_{газ} = 1100°$ и среднюю температуру пограничного слоя

$$t_m = \frac{300 + 1100}{2} = 700°,$$

находим

$$c_p^m = 0{,}263; \quad \lambda_m = 5{,}37{,}10^{-2}.$$

Принимая попрежнему $l = 1{,}5$ м и подставляя в предыдущее выражение, получаем:

$$\alpha = 6{,}045\,U^{0{,}78}. \tag{156}$$

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА КИПЯТИЛЬНЫХ ТРУБ

Для стенок кипятильных труб, не закрытых сводом, имеем:

$$\mathrm{Nu}_{газ} = 0{,}197\,\mathrm{Re}_{газ}^{0{,}6}\ ^{1}$$

или

$$\alpha = \frac{0{,}197}{g^{0{,}6} d^{0{,}4}} \frac{\lambda_{газ}}{\mu_{газ}^{0{,}6}} U^{0{,}6};$$

полагая $d = 0{,}1$; $\lambda_{газ} = 6{,}91 \cdot 10^{-2}$ и $\mu_{газ} = 5{,}275 \cdot 10^{-6}$.

$$\alpha = 13{,}0\,U^{0{,}6}$$

или приближенно (для удобства последующих подсчетов):

$$\alpha = 10{,}3\,U^{0{,}8}.$$

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ТОПОЧНЫХ СТЕНОК

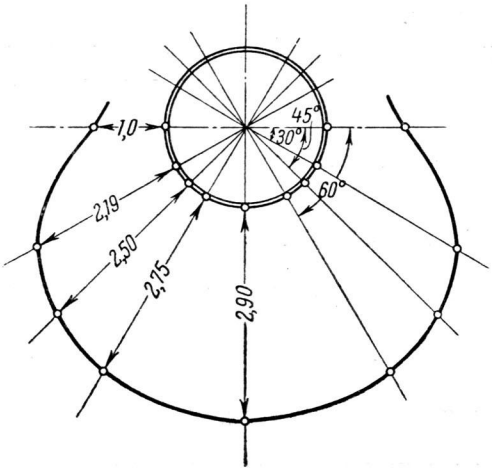
Боковые стенки топки, подрешеточная часть передней стенки и задняя стенка, а также бока и низ камеры догорания омываются скользящими вдоль них струями газов; к этим участкам поверхности нагрева топки применимо уравнение (156).

Часть потолка топки и камеры догорания, а также трубная решетка омываются газами под углом атаки от 30 до 90°, и теплопередача для этих участков будет, конечно, интенсифицирована. Чтобы получить представление о влиянии угла атаки на $\alpha_т$, обращаемся к данным Лориша

---

[1] М. А. Михеев. Основы теплопередачи, 1949.

о теплоотдаче в различных точках окружности круглой трубки в поперечно набегающем потоке газов (фиг. 66). При угле атаки $\varphi = 0$, т. е. при скольжении газовых струй вдоль омываемой поверхности, вектор, пропорциональный коэффициенту теплообмена α, принят за единицу. Тогда при угле атаки в 30, 45, 60 и 90° (ударное омывание) будем иметь значения α равными соответственно: 2,19; 2,50; 2,75 и 2,90.



Фиг. 66

По аналогии можно принять для потолка топки величину вектора в 2,5 (максимальный угол атаки около 45°) с постепенным убыванием его вдоль потолка по направлению к трубной решетке, вблизи которой вектор становится равным 1,0, т. е. под влиянием тяги газов здесь уже восстанавливается скользящее движение газовых струй вдоль стенной топки (угол атаки равен нулю).

Для трубной решетки принимаем угол атаки 90° и величину вектора теплопередачи 2,9 (максимальную).

Таким образом, если коэффициент a в уравнении для скользящего обтекания

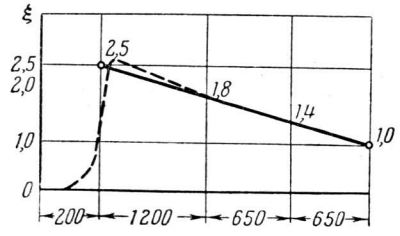
$$\alpha_т = aU^{0,8} \tag{157}$$

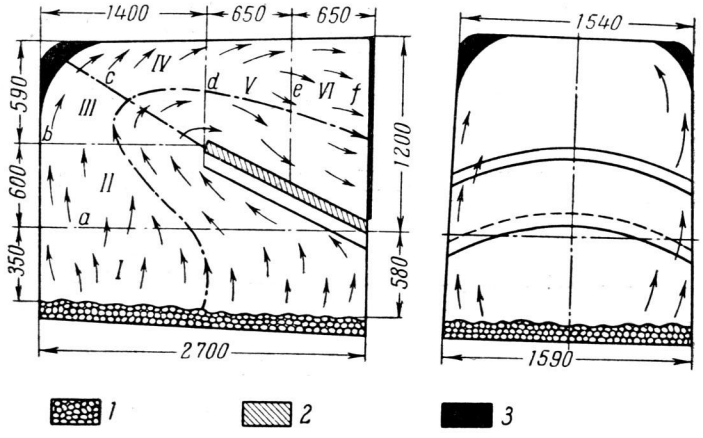
(угол атаки равен нулю) может быть принят $a = 6{,}00$, то для наиболее напряженной зоны потолка топки берем $a = 6{,}00 \cdot 2{,}5 = 15{,}00$, а для трубной решетки $a = 6{,}00 \cdot 2{,}9 = 17{,}4$.

Величину ξ отношения коэффициента a к его нормальному значению $a = 6{,}0$, которое соответствует скользящему обтеканию стенки, будем называть локальным или усредненным коэффициентом интенсификации теплопередачи.

На фиг. 67 представлена огневая коробка паровоза серии Э^{м} и характер омывания ее стенок газовыми струями. Топка разделена на шесть зон (I—VI), последовательно проходимых газовым потоком, ось которого показана условным пунктиром со стрелками. Как видим, боковые стенки, задняя стенка и нижняя часть передней стенки (расположенная под сводом) омываются скользящими струями газов (угол атаки равен нулю) и коэффициент a в уравнении (157) для этих участков поверхности нагрева топки равен 6,00. Для потолка огневой коробки принимаем, согласно сказанному ранее, величину a от 15,0 до 6,0, с постепенным убыванием ее по направлению к трубной решетке; коэффициент интенсификации при этом убывает от 2,5 до 1,0. В заднем

конце потолка, на протяжении примерно 200 мм, имеем мертвую зону поверхности, для которой принимаем $a = 0$. Характер изменения величины ξ по длине потолка топки показан внизу на фиг. 67. Мало активные участки поверхности нагрева, кроме потолка топки, будут и на боковых листах зоны *IV*, а также на боковых и переднем листе зоны *III*. Часть передней стенки, расположенная выше свода (трубная решетка), принимает газовые струи под углом 90°; поэтому для поверхности этой стенки берем $\xi = 2{,}9$ и $a = 17{,}4$.





Фиг. 67. Характер омывания газовыми струями стенок огневой коробки паровоза серии Э^{М} и диаграмма коэффициентов ξ для потолка топки:

1 — уголь; *2* — свод; *3* — газовые мешки.

Подсчитаем позонно элементы поверхности нагрева.

$$H_{I} = \frac{0{,}35 + 58{,}0}{2} 2{,}7 \cdot 2 + 0{,}35 \cdot 1{,}59 + 0{,}58 \cdot 1{,}59 - 0{,}15^{1} = 3{,}86 \text{ м}^2;$$

$$H_{II} = \frac{2{,}7 + 1{,}4}{2} 0{,}6 \cdot 2 + 0{,}6 \cdot 1{,}57 - 0{,}15\ ^{1} = 3{,}25 \text{ м}^2;$$

$$H_{III} = 1{,}4 \cdot 0{,}59 + 0{,}59 \cdot 1{,}56 = 0{,}83 + 0{,}92 = 1{,}75 \text{ м}^2;$$

$$H_{IV} = 1{,}4 \cdot 0{,}59 + 1{,}4 \cdot 1{,}54 = 0{,}83 + 2{,}15 = 2{,}98 \text{ м}^2;$$

$$H_{V} = \frac{0{,}59 + 0{,}91}{2} 0{,}65 \cdot 2 + 0{,}65 \cdot 1{,}54 = 0{,}98 + 1{,}00 = 1{,}98 \text{ м}^2;$$

$$H_{VI} = \frac{0{,}91 + 1{,}20}{2} 0{,}65 \cdot 2 + 0{,}65 \cdot 1{,}54 + 1{,}2 \cdot 1{,}55 = 1{,}36 + 1{,}00 + 1{,}86 = 4{,}22 \text{ м}^2$$

Итого . . . . 18,04 м^2

[1] Цифры 0,15 в зонах *I* и *II* в сумме представляют собой площадь шуровочного отверстия.

Принимая во внимание сделанные выше замечания об отклонениях от нормальных темпов теплопередачи в зонах *III* — *VI*, подсчитываем величины a:

$$a = a_{II} = 6{,}00;$$

$$a_{III} = 0{,}9 \cdot 6{,}0 = 5{,}40;$$

$$a_{IV} = \frac{0{,}9 \cdot \overline{0{,}83} + \frac{2{,}5 + 1{,}8}{2} \cdot \frac{1400 - 200}{1400} \overline{2{,}156}}{2{,}98} 6{,}00 = 9{,}48;$$

$$a_{V} = \frac{1{,}00 \cdot \overline{0{,}98} + \frac{1{,}8 + 1{,}4}{2} \overline{1{,}00}}{1{,}98} 6{,}00 = 7{,}82;$$

$$a_{VI} = \frac{1{,}00 \cdot \overline{1{,}36} + \frac{1{,}4 + 1{,}0}{2} \overline{1{,}00} + 2{,}9 \cdot \overline{1{,}86} \cdot 0{,}68^{1}}{4{,}22} = 8{,}85.$$

После этого подсчитываем величину a, усредненную для всей поверхности нагрева огневой коробки:

$$a_{ср} = \frac{\Sigma (aH)}{H_т} = \frac{6{,}0 (\overline{3{,}86} + \overline{3{,}25}) + 5{,}40 \cdot \overline{1{,}75} + 9{,}48 \cdot \overline{2{,}98} + 7{,}82 \cdot \overline{1{,}98} + 8{,}85 \cdot \overline{4{,}22}}{18{,}08} = 7{,}37.$$

Окончательный вид эмпирического выражения для коэффициента конвективной теплопередачи стенок топки:

$$K_т^c \approx \alpha_т = 7{,}37\, U_т^{0{,}8}. \qquad (158)$$

Приведенная величина коэффициента интенсификации теплопередачи:

$$\xi_{ср} = \frac{7{,}37}{6{,}00} = 1{,}228.$$

Величина $\xi_{ср}$ для различных паровозных топок изменяется в очень узких пределах 1,22—1,23; при наличии кипятильных труб она повышается до 1,30—1,32.

Приводим величины газовых площадей в сечениях: a, b, c, d, e и f (фиг. 67):

	Сечение					
	a	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*
ω, м²	4,32	2,20	2,25	0,92	1,41	1,88

[1] Коэффициент 0,68 представляет собой отношение надсводовой части передней стенки за вычетом площади отверстий к полной площади стенки:

$$\frac{1{,}860 - 0{,}601}{1{,}860} = 0{,}68.$$

Средние зональные площади сечений:

	Зона					
	I	II	III	IV	V	VI
$\omega_{ср}$, м²	4,32	3,26	2,22	1,16	1,17	1,64

Усредненная площадь газового прохода:

$$\Omega_{газ} = \frac{\Sigma(\omega \Delta Ha)}{\Sigma(\Delta Ha)} = 2{,}30 \text{ м}^2.$$

Подсчитанные тем же методом параметры конвективного теплообмена для топки паровоза ФД с камерой догорания и четырьмя кипятильными трубами:

$$\alpha = 7{,}50;$$

$$\Omega = 2{,}75 \text{ м}^2.$$

Изложенный метод подсчета конвективной теплопередачи для плоских топочных стенок является сугубо приближенным и требует уточнения этого вопроса путем специальных опытов на моделях паровозных топок с локальными измерениями температур стенок в различных зонах.

Ввиду того, что величина сопротивления переходу тепла через стенку и от стенки к воде ничтожно мала по сравнению с сопротивлением $\left(\frac{1}{\alpha_т}\right)$ переходу тепла от газов к стенке, вполне допустимо принять

$$K_т^c = \alpha_т.$$

ГАЗОВОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ

Переходя к радиационному излучению в топке, обозначим полное количество тепла, получаемое топочными стенками, путем излучения газового факела, раскаленного угольного слоя на колосниковой решетке и поверхности стенок кирпичной обмуровки топки, через $Q_т^л$.

Ввиду того, что газовый факел заполняет весь топочный объем, вплотную примыкая к топочным стенкам на протяжении всей поверхности нагрева топки, лучеиспускающая поверхность этого факела становится равной лучевоспринимающей (облучаемой) поверхности стенок, т. е. величине $H_т$. Обозначая далее через σ излучающую способность газового факела, можем написать:

$$\sigma = \sigma_0 \varepsilon_{газ},$$

где $\sigma_0 = 4{,}96$ ккал/м²час(°К)⁴ — излучающая способность абсолютно черного тела: $\varepsilon_{газ}$ — степень черноты газового факела, т. е. та доля

излучающей способности абсолютно черного тела, которой обладает газовое пламя (факел), заполняющее топочный объем.

Точно так же топочные стенки воспринимают (поглощают) не все падающие на них лучи, а только некоторую долю этих лучей, выражаемую коэффициентом $\varepsilon_{ст}$ — степень черноты стенок.

Обозначая далее среднюю температуру топочных газов через $T_{газ}$, а температуру стенок топки через $t_{ст}$, можем написать выражение для количества тепла, получаемого топочными стенками от облучения их газовым факелом:

$$Q_{газ} = 4{,}96 \cdot \varepsilon_{газ}\, \varepsilon_{ст}\, H_т \left[\left(\frac{T_{газ} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4\right]. \qquad (159)$$

Излучение слоя

$$Q_{сл} = 4{,}96\, \varepsilon_{сл} (1 - \varepsilon_{газ})\, \varepsilon_{ст}\, \varphi_{сл} R \left[\left(\frac{T_{сл} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4\right]. \qquad (160)$$

Здесь $\varepsilon_{сл}$ — степень черноты раскаленного угольного слоя; R — его поверхность, принятая равной площади колосниковой решетки;

$\varphi_{сл}$ — степень экранирования поверхности слоя, т. е. та доля испускаемых слоем лучей, которая падает на холодные стенки (остальная часть лучей облучает стенки кирпичной обмуровки и свод).

Присутствие в выражении для $Q_{сл}$ множителя $(1 - \varepsilon_{газ})$ отражает то обстоятельство, что некоторая доля лучей, испускаемых слоем, не доходит до стенок топки, а задерживается (поглощается) газовым факелом вследствие неполной его теплолучепрозрачности.

В паровозной топке, оборудованной под угольное отопление, внутренняя обмуровка стенок отсутствует. Имеется кирпичная арка (свод), перекрывающая около 50% площади колосниковой решетки (фиг. 65). Ввиду различных условий излучения верхней и нижней поверхностей свода рассмотрим их облучающее действие отдельно.

Для верхней поверхности свода коэффициент экранирования равен единице, т. е. все лучи, испускаемые этой поверхностью в «полупространство», т. е. в пределах пространственного угла в 180°, падают на топочные стенки.

Поэтому

$$Q^{в}_{св} = 4{,}96 \varepsilon_{св} (1 - \varepsilon_{газ})\, \varepsilon_{ст} H_{св} \left[\left(\frac{T^{в}_{св} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4\right]. \qquad (161)$$

Что касается нижней поверхности свода, то часть испускаемых ею лучей падает на раскаленный угольный слой и им поглощается:

$$Q^{н}_{св} = 4{,}96 \varepsilon_{св} (1 - \varepsilon_{газ})\, \varepsilon_{ст} \varphi_{св} H_{св} \left[\left(\frac{T^{н}_{св} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4\right]. \qquad (162)$$

Объединяя выражения (159)—(162), имеем:

$$Q_{т}^{л} = 4{,}96\varepsilon_{газ}\varepsilon_{ст}H_{т}\left[\left(\frac{T_{газ}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст}+273}{100}\right)^4\right] +$$
$$+ 4{,}96\varepsilon_{сл}(1-\varepsilon_{газ})\varepsilon_{ст}\varphi_{сл}R\left[\left(\frac{T_{сл}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст}+273}{100}\right)^4\right] +$$
$$+ 4{,}96\varepsilon_{св}(1-\varepsilon_{газ})\varepsilon_{ст}H_{св}\left[\left(\frac{T_{св}^{в}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст}+273}{100}\right)^4\right] +$$
$$+ 4{,}96\varepsilon_{св}(1-\varepsilon_{газ})\varepsilon_{ст}\varphi_{св}H_{св}\left[\left(\frac{T_{св}^{н}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст}+273}{100}\right)^4\right]. \qquad (163)$$

Выражение суммарной теплопередачи через стенки топки:

$$Q_{т} = Q_{0} - Q_{2}' - Q_{2}'' - (MT_{2} + NT_{2}^{2}) = K_{т}^{с}H_{т}(T_{газ} - t_{к}) +$$
$$+ 4{,}96\varepsilon_{газ}\varepsilon_{ст}H_{ст}\left[\left(\frac{T_{газ}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст}+273}{100}\right)^4\right] +$$
$$+ 4{,}96\varepsilon_{сл}(1-\varepsilon_{газ})\varepsilon_{ст}\varphi_{сл}R\left[\left(\frac{T_{сл}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст}+273}{100}\right)^4\right] +$$
$$+ 4{,}96\varepsilon_{св}(1-\varepsilon_{газ})\varepsilon_{ст}H_{св}\left[\left(\frac{T_{св}^{в}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст}+273}{100}\right)^4\right] +$$
$$+ 4{,}96\varepsilon_{св}(1-\varepsilon_{газ})\varepsilon_{ст}\varphi_{св}H_{св}\left[\left(\frac{T_{св}^{н}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст}+273}{100}\right)^4\right]. \qquad (164)$$

Величины Q_0, Q_2', Q_2'', T_2, $t_к$ легко подсчитываются для любого опыта; $K_{т}^{с}$ — по формуле (158); $t_{ст}$ оценивается ориентировочно в пределах 230°—330°, в зависимости от форсировки и загрязнения стенок; $\varphi_{сл}$ и $\varphi_{св}$ определяются из выражений:

$$\varphi_{сл} = 1 - \varphi', \quad \varphi_{св} = 1 - \varphi'',$$

где φ' есть степень видимости свода с поверхности угольного слоя:

$$\varphi' = \frac{h'}{R} = 1 - \cos\frac{\beta'}{2};$$

β' — средний пространственный угол видимости свода из точек, лежащих на поверхности угольного свода.

Точно так же

$$\varphi'' = \frac{h''}{R} = 1 - \cos\frac{\beta''}{2},$$

где β'' — средний пространственный угол видимости слоя из точек, лежащих на нижней поверхности кирпичного свода.

Углы β' и β'' подсчитываются простым, но чрезвычайно трудоемким геометрическим методом.

Величины ε берутся следующие:

$\varepsilon_{ст} = 0{,}8$ (для шероховатой, сильно окисленной стали);

$\varepsilon_{сл} = 1{,}0$; $\varepsilon_{св} = 0{,}9$.

Степень черноты газового излучения берется по графику фиг. 50, полученному из анализа данных опытных поездок с паровозом серии ФД.

Итак, в уравнении (164) остаются неизвестными:

$$T_{газ},\ T_{сл},\ T_{св}^{в},\ T_{св}^{н}.$$

Если бы при испытаниях последние три температуры замерялись, то средняя температура топочных газов $T_{газ}$ определилась бы из (164). Но так как, к сожалению, таких измерений пока нет, нам придется отказаться от намеченного точного и детального анализа работы топки и вместо учета индивидуальных температур газов, слоя и свода перейти к некоторой усредняющей температуре $T_т$, общей для всего комплекса физических тел: газы — слой — свод.

Принимая, таким образом:

$$T_{газ} = T_{сл} = T_{ст}^{в} = T_{св}^{н} = T_т$$

и подставляя эту величину в (164), имеем:

$$Q_т = K_т^c H_т (T_т - t_к) + 4{,}96\, \varepsilon_{газ}^{\prime} \varepsilon_{ст} H_т \left[\left(\frac{T_т + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4\right] +$$

$$+ 4{,}96\, \varepsilon_{ст} (1 - \varepsilon_{газ}) [\varepsilon_{сл} \varphi_{сл} R + \varepsilon_{св} (1 + \varphi_{св}) H_{св}] \left[\left(\frac{T_т + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4\right]. \quad (165)$$

Здесь выражение $[\varepsilon_{сл} \varphi_{сл} R + \varepsilon_{св} (1 + \varphi_{св}) H_{св}]$ представляет собой условную поверхность H_0 абсолютно черного тела ($\varepsilon_0 = 1$), которая по эффекту излучения эквивалентна реальным поверхностям слоя и кирпичного свода.

Выражение (165) позволяет для каждого частного случая определить усредненную величину температуры $T_т$ топочного пространства.

Применим изложенный метод исследования к данным опытной поездки с паровозом серии ФД при отоплении смесью из 70% угля Г и 30% АМ (антрацитовая мелочь) следующего состава:

$$71{,}87\ C + 3{,}83\ H + 5{,}65\ O + 1{,}02\ N + 1{,}72\ S + 4{,}66\ W + 11{,}85\ A.$$

$$K_р^н = 6610;\ L_0 = 9{,}62;\ \beta_0 = 0{,}103.$$

Размеры топки паровоза серии ФД:

$$R = 7{,}04\ м^2;\ H_т = 31{,}2\ м^2.$$

Площадь газового прохода в камере догорания

$$\Omega_{кд} = 1{,}76\ м^2.$$

Внутренний периметр сечения камеры догорания

$$\Pi = 4{,}9\ м.$$

Поверхность кирпичного свода (верхняя или нижняя)

$$H_{св} = 3{,}7\ м^2.$$

Коэффициенты экранирования были подсчитаны геометрически со всей возможной точностью и оказались равными:

$$\varphi_{сл} = 0{,}815;\ \varphi_{св} = 0{,}672.$$

По непосредственным данным опытной поездки имеем:

$$B_h = 2112;\ \mu = 0{,}831;\ CO_2 = 14{,}40\%;\ O_2 = 4{,}40\%;\ T_p^{пир} = 993°.$$

Степень экранирования термопары, измеряющей температуру $T_p^{пир}$, приведена в табл. 8 и равна

$$\varphi_э = 0{,}95.$$

Величина температурной поправки на радиацию пирометра $\Delta T = 228°$; падение температуры на концевом участке камеры догорания, от места установки пирометра до трубной решетки $\Delta T' = 31°$.

Истинная температура газов при входе в трубы:

$$T_2 = 993 + 228 - 31 = 1190°.$$

Подсчитываем далее:

$$Y = \frac{2112}{7{,}04} = 300;$$

$$CO = \frac{21 - 1{,}103 \cdot 14{,}40 - 4{,}40}{0{,}605 + 0{,}103} = 1{,}09\%;$$

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3{,}76 \dfrac{4{,}40 - 0{,}5 \cdot 1{,}09}{100 - 14{,}4 - 4{,}4 - 1{,}09}} = 1{,}221;$$

$$M = 5053;\ N = 0{,}5594;$$

$$\mu B_h = 0{,}831 \cdot 2112 = 1755;$$

$$Q_0 = 2112 \cdot 6610 = 13\,960\,000;$$

$$Q_2' = 56{,}9 \cdot 71{,}87 \frac{1{,}09}{14{,}40 + 1{,}09} 1{,}755 = 505\,000;$$

$$Q_2'' = (1 - 0{,}831)\ 13\,960\,000 = 2\,359\,000;$$

$$Q_{T_2} = 5053 \cdot 1190 + 0{,}5594 \cdot 1190^2 = 6\,824\,000;$$

$$Q_т = 13\,960\,000 - (505\,000 + 2\,359\,000) - 6\,824\,000 = 4\,272\,000;$$

$$U_{кд} = U_т = \frac{(9{,}62 - 1{,}221 + 1)\,1755}{3600 \cdot 1{,}76} = 3{,}53;$$

$$\alpha_т = 10{,}97.$$

Приведенная величина излучающей поверхности угольного слоя и кирпичного свода:

$$H_0 = 7{,}04 \cdot 0{,}815 + 3{,}7 \cdot 0{,}9 + 3{,}7 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}672 = 11{,}306\ м.$$

Задаваясь ожидаемой средней температурой топочного пространства $T_т \approx 1290°$, по фиг. 50 берем:

$$\varepsilon_{газ} = 0{,}275,$$

температуру стенок принимаем

$$t_{ст} = 330°.$$

Составляем уравнение теплового баланса топки:

$$4\,272\,000 = 10{,}97 \cdot 31{,}2\,(T_т - 200) + [4{,}96 \cdot 0{,}275 \cdot 0{,}8 \cdot 31{,}2 + \\ + 4{,}96\,(1 - 0{,}275)\,0{,}8 \cdot 11{,}306]\left[\left(\frac{T_т + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{330 + 273}{100}\right)^4\right]. \quad (166)$$

Отсюда $T_т = 1291{,}5°$.

Уточняем температуру $t_{ст}$.

Задаваясь для средних эксплуатационных условий толщиной слоя сажи на стенках $\delta_с = 0{,}05$ мм и $\lambda_с = 0{,}1$, имеем:

$$K_т = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{0{,}01}{50} + \frac{1}{4000} + \frac{0{,}00005}{0{,}1}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + 0{,}00095};$$

$$K_т = \frac{4\,272\,000}{31{,}2\,(1291{,}5 - 200)} = 125{,}4.$$

$$\frac{1}{\alpha_1} = \frac{1 - 0{,}00095 \cdot 125{,}4}{125{,}4} = 0{,}007025; \quad \alpha_1 = 142{,}4.$$

$$4\,272\,000 = 142{,}4 \cdot 31{,}2\,(1291{,}5 - t_{ст}),$$

откуда

$$t_{ст} = 330°; \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4 = 1322.$$

Конвективный теплообмен в топке:

$$Q_т^с = 10{,}97 \cdot 31{,}2\,(1291{,}5 - 200) = 374\,000 \text{ ккал/час};$$

лучистый теплообмен

$$Q_т^л = 4\,272\,000 - 374\,000 = 3\,898\,000 \text{ ккал/час}.$$

Попробуем дать уточненную картину теплообмена в топке с выделением роли свода и угольного слоя.

Для этого делаем гипотетическое предположение о том, что средняя температура топочных газов равна средней температуре топочного пространства, подразумевая под последним комплекс всех физических тел, участвующих в теплообмене, т. е. газы — слой — свод.

$$T_{газ} = T_т.$$

Обозначая температуры: угольного слоя, верхней и нижней поверхности кирпичного свода через $T_{сл}$, $T_{св}^в$ и $T_{св}^н$, напишем дифференцированное выражение для теплообмена излучением:

$$Q_т^л = \sigma_0 \varepsilon_{газ} \varepsilon_{ст} H_т \left[\left(\frac{T_{газ} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4\right] + \\ + \sigma_0 \varepsilon_{сл} (1 - \varepsilon_{газ})\, \varepsilon_{ст} \varphi_{сл} R \left[\left(\frac{T_{сл} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4\right] + \\ + \sigma_0 \varepsilon_{св} (1 - \varepsilon_{газ})\, \varepsilon_{ст} H_{св} \left[\left(\frac{T_{св}^в + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4\right] + \\ + \sigma_0 \varepsilon_{св} (1 - \varepsilon_{газ})\, \varepsilon_{ст} H_{св} \varphi_{св} \left[\left(\frac{T_{св}^н + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4\right]. \quad (167)$$

Уравнение баланса тепла для нижней поверхности свода:

$$\sigma_0\varepsilon_{св}(1-\varepsilon_{газ})\varepsilon_{ст}\varphi_{св}H_{св}\left[\left(\frac{T^{н}_{св}+273}{100}\right)^4-\left(\frac{t_{ст}+273}{100}\right)^4\right]+$$

$$+\frac{\lambda_{св}}{\delta_{св}}H_{св}(T^{н}_{св}-T^{в}_{св})=\sigma_0\varepsilon_{газ}\varepsilon_{св}H_{св}\left[\left(\frac{T_{газ}+273}{100}\right)^4-\left(\frac{T^{н}_{св}+273}{100}\right)^4\right]+$$

$$+\alpha_{св}H_{св}(T_{газ}-T^{н}_{св})+\sigma_0\varepsilon_{сл}(1-\varepsilon_{газ})\times$$

$$\times\varepsilon_{св}(1-\varphi_{сл})R\left[\left(\frac{T_{сл}+273}{100}\right)^4-\left(\frac{T^{н}_{св}+273}{100}\right)^4\right]. \qquad (168)$$

Уравнение баланса тепла для верхней поверхности свода:

$$\sigma_0\varepsilon_{св}(1-\varepsilon_{газ})\varepsilon_{ст}\left[\left(\frac{T^{в}_{св}+273}{100}\right)^4-\left(\frac{t_{ст}+273}{100}\right)^4\right]= \qquad (169)$$

$$=\sigma_0\varepsilon_{газ}\varepsilon_{св}\left[\left(\frac{T_{газ}+273}{100}\right)^4-\left(\frac{T^{в}_{св}+273}{100}\right)^4\right]+\alpha_{св}(T_{газ}-T^{в}_{св})+\frac{\lambda_{св}}{\delta_{св}}(T^{н}_{св}-T^{в}_{св}).$$

В уравнениях (168) и (169) член

$$\frac{\lambda_{св}}{\delta_{св}}H_{св}(T^{н}_{св}-T^{в}_{св})$$

выражает количество тепла, переходящее вследствие теплопроводности от нижней более горячей поверхности свода к верхней: $\lambda_{св}$ — коэффициент теплопроводности огнеупорного кирпича; $\delta_{св}$ — толщина свода.

Уравнение (169) сокращено на множитель $H_{св}$.

Коэффициент конвективного теплообмена между поверхностью свода и газами принимаем таким же, как и для стенок топки:

$$\alpha_{св}=\alpha_{т}.$$

Подставляем:

$\sigma_0=4{,}96$; $\varepsilon_{сл}=1{,}0$; $\varepsilon_{св}=0{,}9$; $\varepsilon_{ст}=0{,}8$; $\varepsilon_{газ}=0{,}275$;

$\varphi_{сл}=8{,}15$; $\varphi_{св}=0{,}672$; $R=7{,}04$; $H_{т}=31{,}2$; $H_{св}=3{,}7$;

$\lambda_{св}=1{,}21$; $\delta_{св}=0{,}135$; $\alpha_{св}=10{,}97$; $T_{газ}=1291{,}5°$; $t_{ст}=330°$.

После подстановки и приведения свободных членов получаем:

$$16\,506\left(\frac{T_{сл}+273}{100}\right)^4=1\,946\,500-9{,}5798\left(\frac{T^{в}_{св}+273}{100}\right)^4-6{,}4376\left(\frac{T^{н}_{св}+273}{100}\right)^4 \qquad (170)$$

$$4{,}2151\left(\frac{T_{сл}+273}{100}\right)^4=-333\,026-33{,}15\,T^{в}_{св}+73{,}74T^{н}_{св}+15{,}1948\left(\frac{T^{н}_{св}+273}{100}\right)^4. \qquad (171)$$

$$91130=3{,}8167\left(\frac{T^{в}_{св}+273}{100}\right)^4+19{,}93T^{в}_{св}-8{,}96T^{н}_{св}. \qquad (172)$$

Умножая уравнение (171) почленно на 3,916 и вычитая из (170), получаем:

$$3\,250\,630 = 9{,}5798\left(\frac{T^{в}_{св}+273}{100}\right)^4 + 6{,}59404\left(\frac{T^{н}_{св}+273}{100}\right)^4 - \\ - 129{,}815T^{в}_{св} + 288{,}766T^{н}_{св}. \qquad (173)$$

Решая совместно (172) и (173), находим $T^{в}_{св}$ и $T^{н}_{св}$, а подставляя затем в (170), определяем из него $T_{сл}$:

$$T^{в}_{св} = 941°; \qquad T^{н}_{св} = 1167°; \qquad T_{сл} = 1452°.$$

После этого мы имеем возможность представить тепловой баланс топки в следующем дифференцированном виде:

Отдано в котел путем конвекции:

$$Q^{с}_{т} = 10{,}97\cdot 31{,}2\,[1291{,}5 - 200] = 374\,000 \quad \text{ккал/час.} \ldots \ 8{,}8\%$$

Отдано излучением топочных газов:

$$Q_{газ} = 4{,}96\cdot 0{,}275\cdot 0{,}8\cdot 31{,}2\left[\left(\frac{1291{,}5+273}{100}\right)^4 - 1322\right] = 1\,993\,000 \quad » \ \ldots \ 46{,}6\%$$

Отдано излучением слоя:

$$Q_{сл} = 4{,}96\,(1-0{,}275)\,0{,}8\cdot 7{,}04\cdot 0{,}815\left[\left(\frac{1452+273}{100}\right)^4 - 1322\right] = 1\,438\,000 \quad » \ \ldots \ 33{,}7\%$$

Отдано излучением нижней поверхности кирпичного свода:

$$Q^{н}_{св} = 4{,}96\cdot 0{,}9\,(1-0{,}275)\,0{,}8\cdot 3{,}7\cdot 0{,}672\left[\left(\frac{1167+273}{100}\right)^4 - 1322\right] = 272\,000 \quad » \ \ldots \ 6{,}3\%$$

Отдано излучением верхней поверхности кирпичного свода:

$$Q^{в}_{св} = 4{,}96\cdot 0{,}9\,(1-0{,}275)\,0{,}8\cdot 3{,}7\left[\left(\frac{941+273}{100}\right)^4 - 1{,}322\right] = 195\,000 \quad » \ \ldots \ 4{,}6\%$$

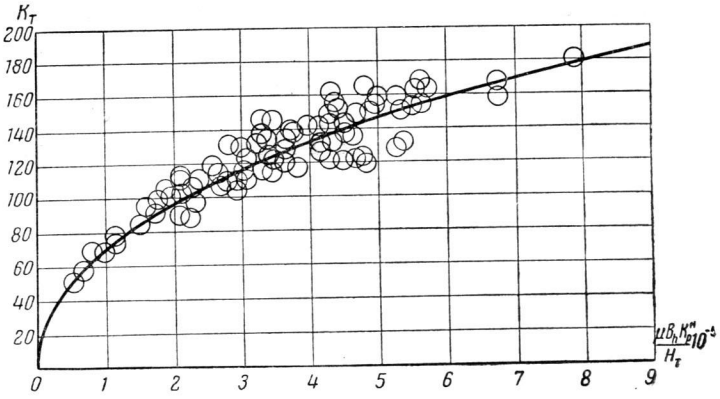
Итого 4 272 000 ккал/час. . . 100,0%

Указанным методом были обработаны данные многочисленных опытных поездок с паровозами угольного и нефтяного отопления.

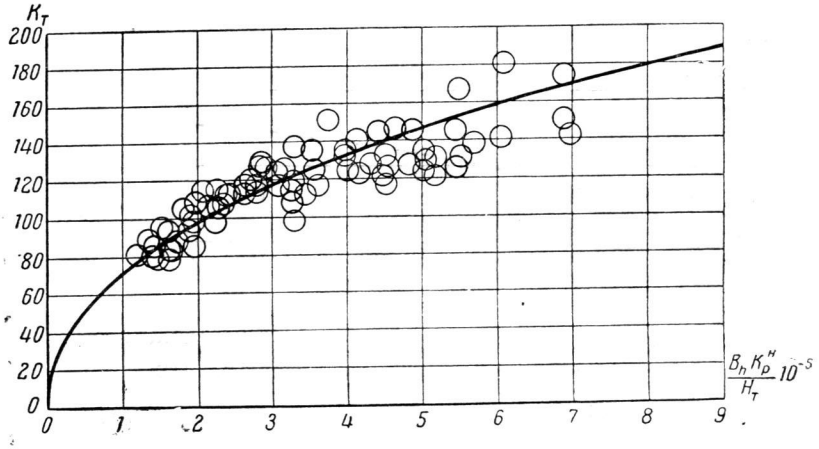
На фиг. 68 и 69 приведены данные о величине общего коэффициента теплопередачи $K_т$, охватывающего как конвективный, так и лучистый теплообмен в топке паровозного котла.

Фиг. 70 дает величины коэффициентов общей теплопередачи для топки и отдельно для камеры догорания паровоза серии ФД; при опытах с этим паровозом, кроме обычных температурных измерений, был организован замер температуры газов у начала камеры догорания (на расстоянии около 1100 мм от огневой решетки), что и позволило выделить камеру догорания в самостоятельную теплопередающую единицу.

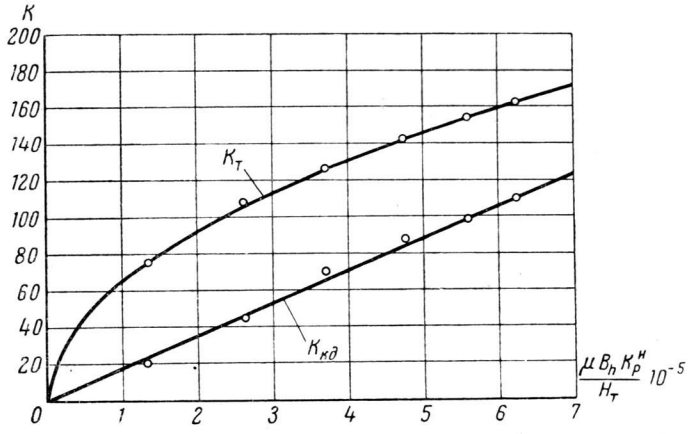
Как видим, стенки камеры догорания, изолированные от облучения наиболее горячими поверхностями раскаленного угольного слоя и нижней поверхностью свода, работают с сильно пониженной интенсивностью теплопередачи по сравнению с остальной поверхностью топки.



Фиг. 68. Суммарный коэффициент теплопередачи в топке паровозов с угольным отоплением.

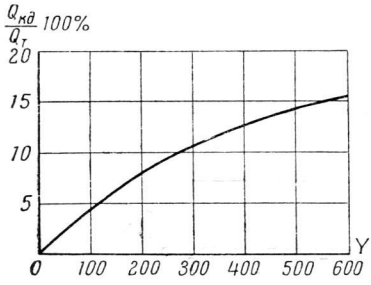


Фиг. 69. Суммарный коэффициент теплопередачи в топке паровозов с нефтяным отоплением.



Фиг. 70.

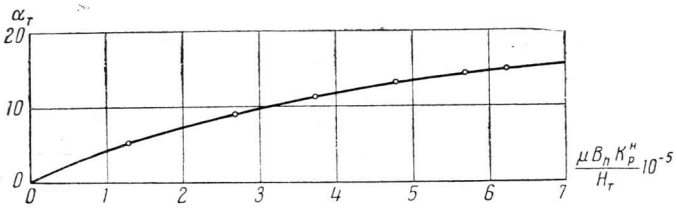
На фиг. 71 показаны проценты тепла, отдаваемого в котел стенками камеры догорания, от полной отдачи тепла всей поверхностью топки (паровоз серии ФД; $H_{\text{д}} = 0{,}218\ H_{\text{т}}$).



Фиг. 71.

Обнаруживается интересное явление: по мере повышения форсировки топки (Y) относительная роль камеры догорания в общем процессе топочной теплопередачи заметно возрастает.

Фиг. 72 дает среднюю величину конвективного коэффициента теплоотдачи для стенок топки в функции от величины среднего теплового напряжения топочных стенок. Эта форма зависимости по сравнению с формулами (155)—(156) представляет большие удобства оценки величины α для топок, не имеющих камеры догорания.



Фиг. 72.

Приведенный материал позволяет установить следующие эмпирические зависимости для проектирования новых паровозных котлов:

для нефтяной топки:

$$K_{\text{т}} = 0{,}4 \left(\frac{B_h K^{\text{н}}_{\text{р}}}{H_{\text{т}}} \right)^{0{,}45}; \qquad (174)$$

для угольной топки без камеры догорания:

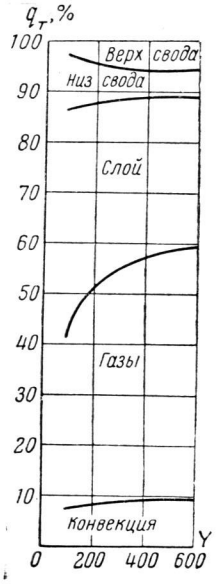
$$K_{\text{т}} = 0{,}4 \left(\frac{\mu B_h K^{\text{н}}_{\text{р}}}{H_{\text{т}}} \right)^{0{,}45}; \qquad (175)$$

для угольной топки при наличии камеры догорания:

$$K_{\text{т}} = 0{,}206 \left(\frac{\mu B_h K^{\text{н}}_{\text{р}}}{H_{\text{т}}} \right)^{0{,}5}; \qquad (176)$$

для стенок камеры догорания (при угольном отоплении):

$$K_{\text{кд}} = 0{,}176 \frac{\mu B_h K^{\text{н}}_{\text{р}}}{H_{\text{т}}} 10^{-3}. \qquad (177)$$



Фиг. 73.

Конвективный теплообмен для стенок топки:

$$\alpha_т = 0{,}344 \left(\frac{\mu B_h K_р^н}{H_т} \right)^{0{,}63} 10^{-2}. \qquad (178)$$

Применяя метод дифференцированного баланса теплопередачи для системы: топочные газы — слой — свод к обработке данных опытных поездок с паровозом серии ФД, мы получили данные, представленные на фиг. 73. Данные эти показывают, что основная доля всего передаваемого топкой тепла принадлежит излучению газового факела и угольного слоя; облучение стенок сводом дает 11—12% тепла, конвективный теплообмен — меньше 10%.

Глава XIV

ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ТОПКИ ПРИ РАЗНЫХ ФОРСИРОВКАХ [1]

Комбинированный график температурной работы топки паровоза серии ФД представляет собой комплекс следующих кривых (фиг. 74):

1) прямой af, проведенной на уровне теоретической температуры горения T_0;

2) кривой cd, дающей изменение действительной температуры горения;

3) кривой ce, дающей величину температуры, устанавливающейся в результате прямой отдачи;

4) кривой cb, представляющей закон изменения действительной температуры топочного пространства.

Отрезки ординат между прямой af и кривой cd дают величины температурных вычетов $\Delta T_п$, обусловливаемых наличием потерь горения; отрезки ординат между кривыми cd и ce представляют температурные вычеты $\Delta T_л$ за счет прямой отдачи, а между кривыми ce и cb — снижение температуры $\Delta T_с$ за счет конвекционной теплоотдачи.

Трассирование температурных кривых cd, ce и cb выполняется путем их взаимного подбора при следующих условиях.

1. Известными являются: T_0 — из уравнения тепла при полном сгорании; T_1 — из уравнения тепла с учетом потерь горения, определяемых опытным путем; T_2 — непосредственно из опыта (с внесением поправки на радиацию пирометра); $T_т$ — из уравнения (165); T_1' — из уравнения (179); $T_н$ — по приблизительной оценке.

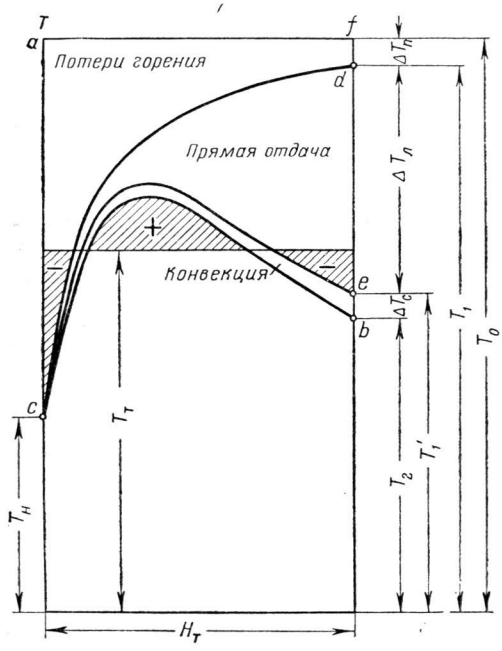
$$(MT_2 + NT_2^2) + \alpha_т H_т (T_т - t_к) = MT_1' + N(T_1')^2. \qquad (179)$$

2. Величины температурных вычетов $\Delta T_л$ в любом пункте топки (на любой ординате графика) должны быть пропорциональны четвертым

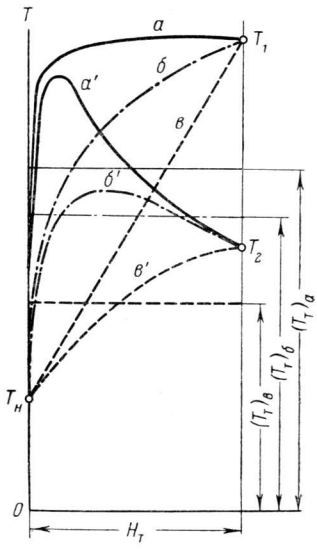
[1] Более подробно рабочий процесс топки и метод ее расчета изложены в посмертном издании книги С. П. Сыромятникова «Тепловая работа паровозной топки». Трансжелдориздат, 1953.

степеням абсолютной действительной температуры топочного пространства в данном сечении (ординаты кривой *cb*); при этом полная величина вычета в конце топки (отрезок *de*), равная $T_1 - T_1'$, является заданной.

3. Величины температурных вычетов ΔT_c должны быть пропорциональны разностям действительной температуры топки (ординаты кривой *cb*) и постоянной температуры $t_к$; при этом полный температурный вычет (отрезок *eb*) составляет $(T_1' - T_2)$, т. е. является величиной, наперед заданной.



Фиг. 74.



Фиг. 75.

Совершенно очевидно, что при наличии условий второго и третьего, которым должно удовлетворять построение температурного графика, очертание кривой *cb* зависит от очертания кривой догорания *cd*. Это достаточно хорошо иллюстрируется графиком фиг. 75. Здесь для трех вариантов протекания кривой догорания *а*, *б* и *в* даны примерные очертания кривой действительных температур *а'*, *б'* и *в'*, а следовательно, и три различных значения средней температуры топочного пространства: $(T_т)_а$, $(T_т)_б$ и $(T_т)_в$. При этом значения $T_н$, T_1 и T_2 наперед заданы. Таким образом, заданная величина $T_т$ при известных заранее величинах $T_н$, T_1 и T_2 до известной степени предопределяет очертание кривых действительной температуры горения и топочного пространства.

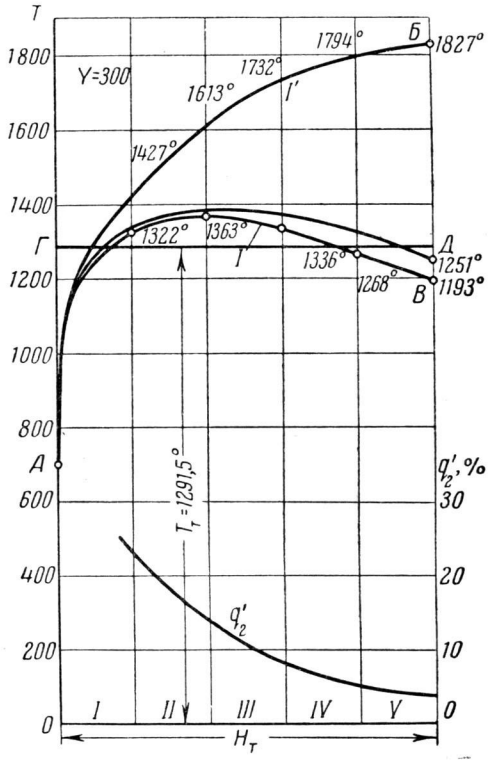
В качестве примера построим график температур для топки паровоза серии ФД по данным того опыта, для которого выше была уже подсчитана средняя температура $T_т$ топочного пространства.

Имеем: $T_т = 1291{,}5°$; $t_{ст} = 330°$; $t_к = 200°$; $T_2 = 1193°$.

Из уравнения тепла с учетом потерь горения и из уравнения (179) подсчитываем температуры T_1 и T_1'.

Находим $T_1 = 1827°$ и $T_1' = 1251°$.

Воспользуемся полученными данными для построения комплексного температурного графика работы топки. Построение проводим в следующем порядке. В качестве абсциссы графика берем величину полной топочной поверхности нагрева $H_т$ (фиг. 76); по ординатам будем откладывать температуры T. Наносим на график точки A, $Б$ и B, соответствующие температурам $T_н$, T_1 и T_2, и проводим прямую $ГД$ на расстоянии от оси абсцисс, равном величине $T_т$, взятом в масштабе фигуры.



Фиг. 76.

Наносим на график очертание кривой изменения действительной температуры газов в топке как одно из возможных. Кривая должна проходить через точки A и B и средняя ордината ее должна равняться $T_т$. Этим условиям и удовлетворяет, как видим, нанесенная на фиг. 76 кривая AIB.

Разбиваем теперь абсциссу графика на несколько (например на пять) равных делений, проводим граничные ординаты участков и подсчитываем по очертанию кривой AIB средние величины ее ординат в пределах каждого участка.

Количества тепла, передаваемые на отдельных участках поверхности нагрева топки конвекцией и соприкосновением, будут, очевидно, пропорциональны величинам $(T_т - 200)$, приведенным в графе 2 (табл. 10). С достаточной для практических целей точностью можно считать, что и величины соответствующих температурных вычетов ΔT_c по отдельным участкам будут также пропорциональны цифрам графы 2 или 3, где величины $(T_т - 200)$ даны в долях от их суммы (сумма цифр этой графы равна условно единице). Зная величину суммарного температурного вычета для всей топки

$$T_1' - T_2 = 1251 - 1193 = 58°,$$

находим величины температурных вычетов на конвекцию в пределах

каждого участка (графа 4), а суммируя последовательные вычеты, получим суммарные их величины к концу каждого участка (графа 5).

Замечая, что согласно формуле (165) количества тепла, передаваемые на отдельных участках лучеиспусканием, а следовательно, и соответствующие им величины температурных вычетов $\Delta T_л$ должны быть пропорциональны величинам:

$$\left(\frac{T_т + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4,$$

поступаем аналогично предыдущему.

В графе 6 подсчитаны величины $\left(\frac{T_т + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{ст} + 273}{100}\right)^4$; в графе 7 эти величины пересчитаны в долях от их суммы, принятой за единицу, цифры графы 8 получены умножением величины суммарного вычета

$$T_1 - T_1' = 1827 - 1251 = 576°$$

на цифры предыдущей графы, графа 9 есть результат последовательного суммирования предыдущих цифр и дает величину суммарных вычетов за счет прямой отдачи к концу каждого участка.

Далее графа 10 фиксирует величины T_2 на гранях участков по кривой AIB. Графа 11 дает значения

$$T_1' = T_2 + \Delta T_{ст}.$$

Цифры графы 12 дают для конца каждого участка значение температуры горения:

$$T_1 = T_1' + \Delta T_л = T_2 + \Delta T_{ст} + \Delta T_л.$$

Откладывая на концевых ординатах участков величины T_1 и соединяя полученные точки, получаем кривую температур горения AIB, строго увязанную с конфигурацией исходной кривой AIB.

Показываемый этой кривой совершенно плавный и закономерный рост температуры горения по мере постепенного догорания в топочном пространстве выделившихся из топлива горючих летучих является достаточной гарантией физической правдоподобности этой кривой. Достичь этой плавности очертания удается, конечно, не сразу, а лишь после целого ряда менее удачных попыток, задаваясь различными очертаниями нижней кривой, проходящей обязательно через точки A и B и имеющей среднюю ординату равной 1291,5°.

Находя по кривой $AБ$ (фиг. 76) величину температуры горения T_1 для любого пункта топочной поверхности нагрева, легко подсчитать из уравнения тепла величину местной потери тепла от химического недогорания $(Q_2')_x$.

$$Q_0 - Q_2'' - (Q_2')_x = M(T_1)_x + N(T_1)_x^2,$$

Таблица 10

		№ участка				
		I	II	III	IV	V
1	Средняя для участка температуры газов $T_{газ}$, °С	1218	1351	1355	1306	1230
2	Средняя для участка разность температур газа и воды ($T_т$ — —200), °С	1018	1151	1155	1105	1030
3	То же, в долях от суммы . . .	0,1864	0,2109	0,2116	0,2025	0,1886
4	Температурные вычеты $\Delta T_с$, °С	10,8	12,2	12,3	11,7	11,0
5	Суммарный температурный вычет к концу данного участка $\Sigma\Delta T_с$	10,8	23,0	35,3	47,0	58,7
6	$\left(\frac{T_{газ}+273}{100}\right)^4$ —1300	48 130	68 250	68 950	60 720	49 730
7	То же, в долях от суммы . . .	0,1627	0,2307	0,2331	0,2054	0,1681
8	Температурные вычеты $\Delta T_л$, °С	93,7	132,9	134,3	113,3	96,8
9	Суммарный температурный вычет к концу данного участка $\Sigma\Delta T_л$, °С	93,7	226,6	360,9	479,2	576
10	T_2, °С	1322	1363	1336	1268	1193
11	T_1, °С	1333	1386	1371	1315	1251
12	T_1, °С	1427	1613	1732	1794	1827
13	q', %	23,29	13,97	8,39	5,27	3,62

где $(T_1)_x$ — температура горения в произвольном пункте пути газов в пределах топки;

$(Q_2')_x$ — количество недовыделенного в этот момент тепла за счет химической неполноты сгорания.

Из предыдущего уравнения находим

$$(Q_2')_x = Q_0 - Q_2'' - [M\,(T_1)_x + N\,(T_1)_x^2],$$

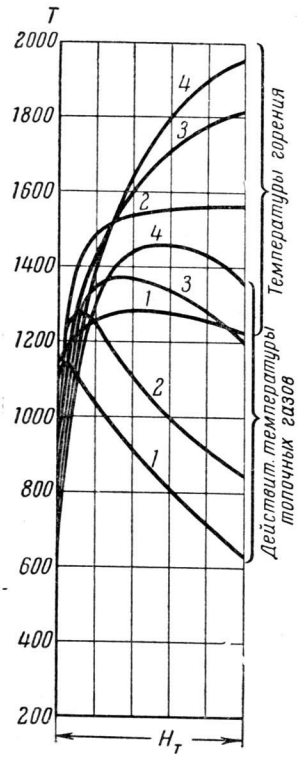
или в процентах от тепла сгорания:

$$(q_2')_x = \frac{Q_0 - Q_2'' - [M\,(T_1)_x + N(T_1)_x^2]}{Q_0}\,100.$$

Подсчитанные таким путем значения $(q_2')_x$ для граничных точек участков, на которые разбита поверхность нагрева топки, приведены в последней графе табл. 10 и нанесены в виде кривой на фиг. 76 (внизу).

Чтобы дать наиболее полное представление о характере протекания температурных кривых огневой коробки при разных топочных режимах, на фиг. 77 приведены кривые горения в топочном пространстве для паровоза серии ФД при форсировках Y, равных 79, 107, 313 и 445 кг/м²час

Сопоставление верхних кривых дает представление о темпах сгорания газов в топке. При форсированной работе ($Y = 455$) температура горения даже в самом конце топки все еще продолжает нарастать достаточно быстро. Из этого следует, что при высоких форсировках было бы полезно некоторое увеличение размеров топки для достижения большей полноты сгорания. Наоборот, при слабой форсировке ($Y = 107$) нарастание температуры горения почти прекращается на протяжении всего лишь $^1/_5$ поверхности нагрева топки; другими словами, имеющаяся поверхность нагрева для данных условий излишне велика. При еще меньшей форсировке ($Y = 79$) догорание протекает активно лишь в самом начале топки (вблизи слоя). Примерно в середине топки (у лба свода) температуры газов становятся уже настолько низкими (ниже 850°), что дальнейшее догорание горючих летучих прекращается и начинаются обратные реакции, связанные с увеличением процентного содержания окиси углерода и углеводородов и с понижением температурного горения.



Фиг. 77. Кривые горения в топочном пространстве для паровоза серии ФД при форсировках:
1—79 кг/м² час;
2—107 кг/м² час;
3 — 313 кг/м² час;
4 — 455 кг/м² час.

Нижние кривые показывают, что максимальная температура газового факела развивается в первой половине топки, т. е. в пространстве под сводом (при высоких форсировках примерно у лба свода), и колеблется при угольном отоплении в пределах от 1200 до 1500°.

Глава XV

ВЛИЯНИЕ НА ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ РАЗМЕРОВ ПЛОЩАДИ КОЛОСНИКОВОЙ РЕШЕТКИ, ОБЪЕМА ТОПКИ И КАМЕРЫ ДОГОРАНИЯ

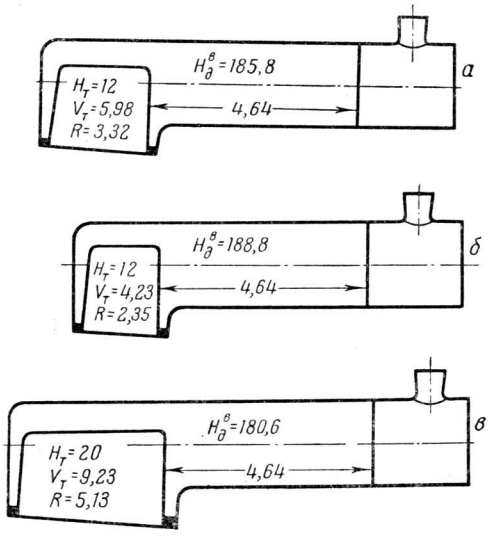
Чрезвычайно важным способом паровозной теплотехники является вопрос о влиянии относительных размеров огневой коробки и общей поверхности нагрева котла на экономичность его работы.

Рассмотрим паровозный котел, уже фигурировавший в главе XII, с общей испаряющей поверхностью нагрева $H = 200{,}8$ м² (вариант *а*, фиг. 78). Показатели работы этого котла при $H_г = 15$ м² на угле марки ПЖ при сжигании в час 1 200 кг угля подсчитаны в главе XII.

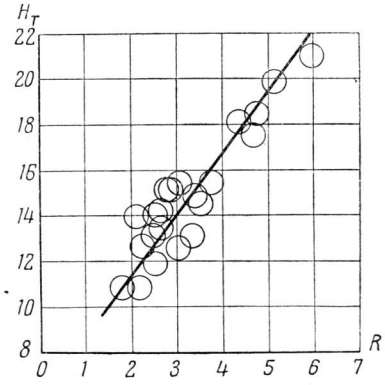
В настоящей главе проанализируем работу этого котла по вариантам *б* и *в* (фиг. 78).

Вариант *б*.

Вариант имеет поверхность нагрева топки $H_т = 12$ м²; соответствующая величина площади колосниковой решетки R может быть взята на фиг. 78, где нанесены величины $H_т$ в функции R для построенных паровозов с топками



Фиг. 78.



Фиг. 79.

простейшего типа (без камер догорания, термосифонов, кипятильных труб и с прямым ухватным листом). Для $H_т = 12$ м² находим

$$R = 2,35 \text{ м}^2;$$

на долю трубчатой части приходится поверхность нагрева (водяная)

$$H_д^в = 200,8 - 12 = 188,8 \text{ м}^2,$$

что соответствует числу трубок 254.

$$H_д^в = \pi\, 0,051 \cdot 4,64 \cdot 254 = 188,8 \text{ м}^2,$$

$$H_д = \pi\, 0,046 \cdot 4,64 \cdot 254 = 170,2 \text{ м}^2;$$

$$\Omega_д = \frac{\pi}{4}\, 0,046^2 \cdot 254 = 0,4219 \text{ м}^2.$$

Объем огневой коробки $V_т = 2,35 \cdot 1,8 = 4,23$ м³.

$$Y = \frac{1\,200}{2,35} = 511; \quad q_{ш+п} = \frac{40}{4,6 + \sqrt{511}} = 1,47\,\%;$$

$$q_4 = 10\left(\frac{9,77 \cdot 1,2 \cdot 511\mu}{3600}\right)^{1,5} = 16,08\,\%;$$

$$q_2'' = 1,47 + 16,08 = 17,55\,\%;$$

$$\mu = \frac{100-17{,}55}{100} = 0{,}8245;$$

$$\mu B_h = 0{,}8245 \cdot 1\,200 = 939{,}4 \text{ кг/час};$$

$$\frac{\mu B_h K_p^н}{V_т} = 1\,602\,200; \quad q_2' = 1{,}7 \cdot 10^{-12} \cdot 1\,602\,200^2 + \\ + \frac{12 \cdot 10^5}{1\,602\,200 + 16\,000} = 5{,}10\,\%.$$

Решая систему уравнений (30), (42) и (61), находим:

$$CO_2 = 13{,}74\,\%; \; CO = 1{,}54\,\%; \; O_2 = 4{,}34\,\%.$$

Подсчитываем:

$$M = 2\,359; \; N = 0{,}4280;$$

$$\frac{\mu B_h K_p^н}{H_т} = 564\,800; \; T_2 = (4\,200 - 600 \cdot 1{,}2) \frac{\sqrt{564\,800} + 415}{\sqrt{564\,800} + 2\,000} = 1223°;$$

$$U_д = \frac{(9{,}77 \cdot 1{,}2 + 1)\,989{,}4}{3\,600 \cdot 0{,}4219} = 8{,}29 \text{ кг/сек м}^2;$$

$$K_д = 5{,}94 \cdot 8{,}29^{0{,}9} = 39{,}86 \text{ ккал/м}^2 \text{ час °C}.$$

Уравнение теплопередачи для дымогарных труб:

$$7\,092 \lg \frac{1\,033}{T_з - 190} + 0{,}6560\,(1223 - T_з) = 170{,}2 \cdot 39{,}86.$$

Отсюда

$$T_з = 328°;$$

$$Q_з = 2\,959 \cdot 328 + 0{,}3280 \cdot 328^2 = 1\,006\,000 \text{ ккал/час};$$

$$q_з = \frac{1\,006\,000}{8\,220\,000} 100 = 12{,}24\,\%;$$

$$q_1 = 100 - (1{,}47 + 16{,}08 + 5{,}10 + 12{,}24 + 6{,}0) = 59{,}11\,\%;$$

$$B_m = \frac{8\,220\,000 \cdot 0{,}5911}{637} = 7\,628 \text{ кг/час}.$$

Вариант *в*

$H_т = 20$ м²; $R = 5{,}13$ м² (по фиг. 79); $V_т = 5{,}13 \cdot 1{,}8 = 9{,}23$ м³;

$n = 243$ трубы; $H_д^в = 180{,}6$; $H_д = 162{,}9$; $\Omega = 0{,}4036$;

$$Y = \frac{1\,200}{5{,}13} = 234; \; q_{ш+п} = \frac{40}{4{,}6 + \sqrt{234}} = 2{,}02\,\%;$$

$$q_у = 10 \left(\frac{9{,}77 \cdot 1{,}2 \cdot 234\,\mu}{3\,600}\right)^{1{,}5} = 5{,}88\,\%;$$

$$\mu = \frac{100 - 2{,}02 - 5{,}88}{100} = 0{,}921;$$

$$\mu B_h = 0{,}921 \cdot 1200 = 1105{,}2 \text{ кг/час};$$

$$\frac{\mu B_h K_р^н}{V_т} = 820\,200;$$

$$q_2' = 1{,}7 \cdot 10^{-12} \cdot 820\,202^2 + \frac{12{,}10^5}{820\,200 + 16\,000} = 2{,}58\,\%;$$

$$CO_2 = 14{,}63\,\%;\ CO = 0{,}72\,\%;\ O_2 = 3{,}94\,\%;$$

$$M = 3300;\ N = 0{,}3653;$$

$$\frac{\mu B_h K_р^н}{H_т} = \frac{1105{,}2 \cdot 6\,850}{20} = 378\,500;$$

$$T_2 = (4200 - 600 \cdot 1{,}2)\,\frac{\sqrt{378\,500} + 215}{\sqrt{378\,500} + 2\,000} = 1105°;$$

$$U_д = \frac{(9{,}77 \cdot 1{,}2 + 1)\,110{,}5 \cdot 2}{3\,600 \cdot 0{,}4036} = 9{,}68 \text{ кг/сек м}^2;\ K_д =$$

$$= 5{,}94 \cdot 9{,}68^{0{,}9} = 45{,}82 \text{ ккал/м}^2 \text{ час};$$

$$7908 \lg \frac{915}{T_з - 190} + 0{,}7306\,(1105 - T_з) = 162{,}9 \cdot 45{,}82;$$

$$T_з = 313°;\ Q_з = 1\,069\,000 \text{ ккал/час};\ q_з = 13{,}00\,\%;$$

$$q_1 = 100 - (2{,}02 + 5{,}88 + 2{,}58 + 13{,}00 + 6{,}00) = 70{,}52\,\%;$$

$$B_m = \frac{8\,220\,000 \cdot 0{,}7052}{637} = 8960 \text{ кг/час}.$$

Результаты параллельного исследования вариантов *а*, *б* и *в* (по фиг. 78) представлены в табл. 11.

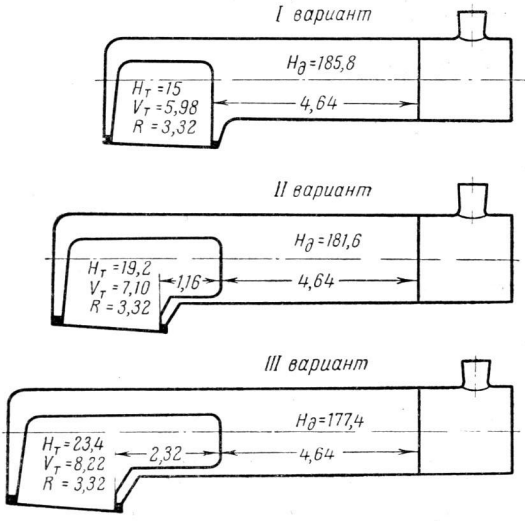
Таблица 11

	Варианты				Варианты		
	а	*б*	*в*		*а*	*б*	*в*
$H_т$	12	15	20	T_2	1,223	1173	1105
R	2,35	3,32	5,13	$U_д$	8,29	8,97	9,68
n	254	250	243	$K_д$	39,86	42,79	45,82
$H_д$	170,2	167,6	162,9	$T_з$	328	323	313
Y	511	361,4	234	$q_з$	12,24	12,83	13,00
q_2'	5,10	3,46	2,58	$q_4 + q_5$	6,00	6,00	6,00
q_2''	17,55	12,22	7,90	q_1	59,11	65,49	70,52
CO	1,54	0,99	0,72	B_m	7 628	8 450	8 960
				% экономии	0	9,7	14,8

Начиная с 1920-х годов получил широкое применение новый тип паровозной топки с так называемой «камерой догорания».

В СССР этот тип топки появился сначала на паровозах серии $Т^{А}$ и $Т^{Б}$, а затем на паровозах серии «Феликс Дзержинский» и «Иосиф Сталин» — первенцах мощного советского паровозостроения.

Появление нового типа топок диктовалось настоятельной необходимостью найти средство к облегчению веса задней части котла сверхмощных паровозов, не размещавшейся над колесами, при все возрастающем диаметре этих последних. Замена части водяного объема в задней части котла сравнительно легкой по весу камерой догорания вызывала смещение центра тяжести наполненного водой котла вперед, позволяя таким образом при размещении котла на колесной базе сдвинуть его назад и опустить топку на задние поддерживающие оси, разместив ее целиком за задней сцепной осью.



Фиг. 80.

Тем не менее появившиеся за рубежом камеры догорания рекламировались как одно из действенных средств сбережения топлива.

Поэтому мы считаем полезным, пользуясь нашим методом сравнительного анализа, подсчитать эффект, ожидаемый от снабжения обычной паровозной топки камерой догорания.

В качестве примера рассмотрим тот же самый котел (вариант *а*, фиг. 78), о котором шла речь в предыдущем изложении, имеющий: $R = 3{,}32$ м^2; $H_т = 15$ м^2; $H_д^в = 185{,}8$ м^2; $V_т = 5{,}98$ м^3 при 250 дымогарных трубах длиной 4,64 м и диаметром 46/51 мм. На фиг. 80, кроме основного, представлены два варианта этого же котла с камерами догорания различной длины.

Основной вариант (без камеры догорания) уже обследован нами в предыдущем изложении, и все факторы работы этого котла установлены.

Объем камеры догорания, изображенной на фиг. 81, при длине ее в 1,16 м (фиг. 80, вариант *II*) составляет:

$$V_{кд} = \left[\frac{\pi\,(0{,}65^2 + 0{,}25^2)}{2} + 0{,}8 \cdot 0{,}25\right] 1{,}16 = 1{,}12 \text{ м}^3;$$

боковая поверхность камеры:

$$H_{кд} = [\pi\,(0{,}65 + 0{,}25) + 0{,}8]\,1{,}16 = 4{,}2 \text{ м}^2;$$

суммарная же поверхность нагрева топки составит:

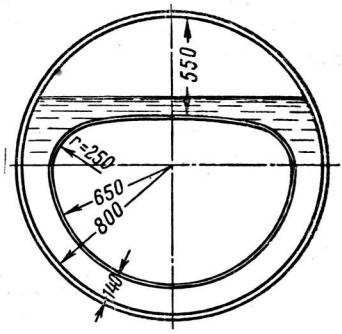
$$H_т = 15 + 4{,}2 = 19{,}2 \text{ м}^2.$$

По варианту *III*, при длине камеры 2,32 м:

$$V_{кд} = 2{,}24 \text{ м}^3; \; H_{кд} = 8{,}4 \text{ м}^2; \; H_т = 23{,}4 \text{ м}^2.$$

Потеря q_2'' принята для всех трех вариантов одинаковой, так как площадь колосниковой решетки и ее напряжение не меняются.

Метод подсчета всех рабочих характеристик остается прежним, а результаты подсчетов сведены в табл. 12.



Фиг. 81.

Резюмируя результаты, приведенные в табл. 11 и 12, можно сделать следующие выводы.

Для паровозов угольного отопления самым существенным элементом топки является площадь колосниковой решетки R. Увеличение R всегда выгодно, как об этом красноречиво свидетельствуют цифры последней графы табл. 11. С увеличением R резко снижается потеря с механическим уносом; заметно уменьшается и потеря химической неполноты сгорания; что касается потери с уходящими газами, то, несмотря на понижение температуры T_3, эта потеря несколько (весьма незначительно) возрастает, что объясняется косвенным влиянием коэффициента μ. В результате, увеличивая величину площади колосниковой решетки на 40%, повышаем к. п. д. котла почти на 10%.

Таблица 12

	Варианты				Варианты		
	I	*II*	*III*		*I*	*II*	*III*
$H_т$	15	19,2	23,4	T_2	1173	1182	1124
R	3,32	3,32	3,32	$U_д$	8,97	9,18	9,39
n	250	244	239	$K_д$	42,79	43,68	44,59
$H_д$	167,6	168,5	160,2	T_3	323	325	315
Y	361,4	361,4	361,4	q_3	12,83	12,91	12,48
q_2'	3,46	2,92	2,65	$q_4 + q_5$	6,00	6,00	6,00
q_2''	12,22	12,22	12,22	q_1	65,49	65,95	66,65
CO	0,99	0,83	0,76	B_m	8 450	8 510	8 601
				% экономии	0	0,7	1,8

Таким образом, при проектировании новых паровозов необходимо обращать особенное внимание на величину площади колосниковой решетки, принимая все меры к ее возможному увеличению.

Данные табл. 12 показывают, что увеличение даже в очень широких пределах величины поверхности нагрева огневой коробки присоединением к ней камер догорания без увеличения площади колосниковой решетки в тепловом отношении дает очень мало. В самом деле, даже присоединение к топке камеры догорания длиной около 2,5 м повышает к. п. д. котла меньше, чем на 2%.

Несмотря на высказанные соображения, на повышенную стоимость изготовления топок с камерами догорания, сложность их ремонта, такие топки приходится иногда ставить на котлах мощных паровозов с длинной колесной базой во избежание постановки слишком длинных дымогарных труб, а также в целях облегчения условий развески паровоза.

Глава XVI

ПОТЕРЯ ТЕПЛА С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ И МЕТОДЫ ЕЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Закончив исследование вопроса о протекании процессов теплопередачи как в дымогарных трубах, так и в топочной камере паровозного котла, переходим к дальнейшему изучению распределения тепла, полученного за счет сгорания топлива.

Схема этого распределения, или так называемое уравнение теплового баланса, применительно к котельной установке может быть написано в общем виде следующим образом:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \tag{180}$$

где Q_0 — располагаемое тепло, получаемое при сгорании и вносимое в топку с топливом и воздухом;

Q_1 — полезное тепло, пошедшее на испарение, а в случае перегревного паровоза и на перегрев рабочего пара;

Q_2 — потери тепла в топке (механические и химические);

Q_3 — потеря тепла с уходящими газами;

Q_4 — потеря тепла в окружающую среду через обшивку котла;

Q_5 — расход тепла на служебные надобности (пульверизация и подогрев нефти, паровая машина и распределительная головка стокера, приведение в действие сифона и насоса тормоза и т. п.).

Величины Q_0 и Q_2 были уже исследованы в предыдущем изложении; переходим теперь к изучению следующей потери — потери тепла с уходящими газами.

На нефтяных паровозах величина Q_3 значительно превосходит все другие тепловые потери, на угольных же паровозах она обычно уступает первенство по величине потере с механическим уносом. В среднем для рационально спроектированного паровозного котла при правильном ведении топки потеря с уходящими газами составляет от 10 до 15% располагаемого тепла.

Для определения величины Q_3 нам необходимо знать количество уходящих газов, их температуру в момент выхода из дымогарных труб и теплоемкость, соответствующую этой температуре.

Вес углекислоты в продуктах сгорания, образующихся при сжигании 1 кг топлива с содержанием углерода в количестве C весовых процентов, выражается через $\frac{11}{3}$C кг, как это нетрудно вывести из рассмотрения реакции полного сгорания углерода, выраженной в атомных весах.

Вес водяных паров, перемешанных с продуктами горения: $(9H + W)$ кг.

Вес азота в том количестве поступившего в топку воздуха, которое является теоретически необходимым для горения, выражается следующим образом (пренебрегая содержанием серы в топливе):

$$\frac{0{,}764}{0{,}236}\left(\frac{8}{3}C + 8H - O\right);$$

включая же сюда и азот, содержащийся в самом топливе в количестве N весовых процентов,

$$\frac{0{,}764}{0{,}236}\left[\frac{8}{3}C + 8\left(H - \frac{O}{8}\right)\right] + N = 8{,}63\,C + 25{,}89\left(H - \frac{O}{8}\right) + N;$$

наконец, вес избыточно введенного в топку воздуха составляет

$$\frac{1}{23{,}6}\left[\frac{8}{3}C + 8\left(H - \frac{O}{8}\right)\right](\alpha - 1).$$

Обозначая через T_3 температуру уходящих газов, а через c, c', c'' и c''' — весовые теплоемкости при постоянном давлении воздуха, азота, углекислоты и водяных паров в ккал/кг°C, получаем на основании предыдущего следующее выражение для тепловой потери с уходящими газами на каждый килограмм сожженного топлива:

$$\left\{\left[11{,}3C + 33{,}9\left(H - \frac{O}{8}\right)\right](\alpha - 1)\,c + \left[8{,}63C + 25{,}89\left(H - \frac{O}{8}\right) + N\right]c' + 3{,}67\,C\,c'' + (9H + W)\,c'''\right\}T_3,$$

откуда полная часовая потеря при сжигании B_h, кг топлива будет:

$$Q_3 = \left\{\left[11{,}3C + 33{,}9\left(H - \frac{O}{8}\right)\right](\alpha - 1)\,c + \left[8{,}63C + 25{,}89\left(H - \frac{O}{8}\right) + N\right]c' + 3{,}67Cc'' + (9H + W)c'''\right\}\mu B_h T_3. \qquad (181)$$

При пользовании этой формулой надо помнить, что теплоемкости отдельных составляющих продуктов сгорания суть функции температуры, выражаемые формулами вида

$$a + bT.$$

При более или менее однородном составе продуктов горения, что соответствует нормальным условиям работы большинства стационарных

котельных установок, со свойственной им мало меняющейся внешней нагрузкой, оказывается возможным значительно упростить формулу (181), заменяя в ней

$$\Sigma Gc = G_b (c)_m,$$

т. е. вводя вместо суммы произведений весов отдельных газовых составляющих на их теплоемкости произведения суммарного веса продуктов сгорания

$$G_b = L_в + 1$$

на среднюю теплоемкость газовой смеси.

Припоминая, что

$$L_в = L_0\alpha = \frac{1}{0{,}236}\left(\frac{8}{3}\text{C} + 8\text{H} - \text{O}\right)\alpha,$$

получим

$$Q_з = \left(1 + \alpha\frac{\frac{8}{3}\text{C} + 8\text{H} - \text{O}}{0{,}236}\right) c_m \mu B_h T_з . \qquad (182)$$

Обществом германских инженеров предложена формула для определения потери с уходящими газами, основанная на следующих соображениях. Продукты горения состоят из сухих газов и водяных паров. Объем сухих газов, образующихся при сжигании 1 кг топлива, выражается как нам известно, через

$$\frac{\text{C}}{0{,}54\,(\text{CO}_2 + \text{CO})}\ \text{м}^3;$$

объем водяных паров равен

$$\frac{1}{0{,}814}(9\text{H} + W)\ \text{м}^3.$$

Называя через $(c'_m)_v$ среднюю объемную теплоемкость сухих продуктов горения в ккал/м³°С, а через $(c''_m)_v$ — объемную теплоемкость водяного пара, имеем

$$Q_з = \left[\frac{\text{C}}{0{,}54\,(\text{CO}_2 + \text{CO})}(c'_m)_v + \frac{(9\text{H} + W)}{0{,}814}(c''_m)_v\right]\mu B_h T_з . \qquad (183)$$

Проф. Ломшаков рекомендует при учете потери $Q_з$ брать среднюю объемную теплоемкость продуктов горения (включая и водяные пары) $c_v = 0{,}33$ в пределах изменения температуры $T_з$ от 200 до 300°. Если же температура газов выше 300°, то среднюю весовую их теплоемкость он рекомендует брать по формуле

$$c_p = 0{,}24 + 0{,}00003T.$$

Рассматривая формулу (182) и замечая, что величина

$$L_0 = \frac{1}{0{,}236}\left(\frac{8}{3}\text{C} + 8\text{H} - \text{O}\right)$$

приблизительно пропорциональна теплотворной способности K, можем положить

$$L_0 = mK.$$

После этого выражение для потери тепла с уходящими газами в процентах от располагаемого тепла (или, относя ее к 1 кг топлива, в процентах от K) может быть представлено следующим образом:

$$q_з = \frac{Q_2}{Q_0} 100 = \frac{Q_з}{B_h K} 100 = \left(\frac{1}{K} + \alpha \frac{L_0}{K}\right) \mu c_p T_з 100,$$

или, пренебрегая членом $\frac{1}{K}$ и заменяя $\frac{L_0}{K}$ через m,

$$q_з \approx 100\, m \mu c_p \alpha T_з .$$

По этой схеме были предложены приближенные формулы для подсчета $q_з$, имеющие следующий вид:

для углей (в пределах колебания $\alpha = 1{,}4 — 1{,}8$)

$$q_з = 0{,}035 \alpha T_з; \tag{184}$$

для нефти ($\alpha = 1{,}2—1{,}6$)

$$q_з = 0{,}036 \alpha T_з. \tag{185}$$

Главным недостатком всех приведенных формул и массы других, им подобных, является то обстоятельство, что все они основаны на предположении постоянства теплоемкостей в известных температурных интервалах, что не соответствует действительности; подобное допущение возможно, конечно, для весьма малых пределов колебания температур, что соответствует условиям работы стационарных котлов. С увеличением этих пределов степень точности формул быстро убывает, и вместо одной формулы приходится уже пользоваться несколькими, каждая из которых справедлива лишь для определенных температур.

В паровозных котлах температура уходящих газов колеблется, как мы видели выше, в весьма широких пределах ($T_з = 200—500°$ и выше), что совершенно исключает возможность определения потери $Q_з$ по какой-либо одной из приведенных выше формул. Кроме того, введение в расчеты средней для всей газовой смеси теплоемкости допустимо лишь в том случае, если состав газов не подвержен при работе котла резким изменениям в смысле количественного соотношения отдельных ингредиентов, что опять-таки близко к истине для стационарных котлов, а никак не для паровоза, где интенсивность огня в топке, а следовательно, и рабочий избыток воздуха непрерывно меняются в довольно широких пределах.

Все сказанное заставляет нас крайне осторожно относиться к вопросу об определении $Q_з$ для паровозных котлов и отдать в этом случае решительное предпочтение точным методам подсчета, основанным на пользовании переменными теплоемкостями и притом отдельно для каждой из газовых составляющих.

Таким вполне точным методом, не основанным ни на каких упрощающих предположениях, является уже хорошо нам знакомый метод

пользования уравнением тепла, которое для уходящих газов принимает вид:

$$Q_з = MT_з + NT_з^2 \qquad (186)$$

и с одинаковым правом может быть безоговорочно применено для любого сорта горючего, состава продуктов горения и их температуры.

Такая общность уравнения делает его чрезвычайно удобным и ценным для всякого рода теплотехнических исследований, причем схема подсчетов получается при этом нисколько не сложнее, чем при пользовании упрощенными формулами.

В целях сравнения результатов, получаемых при пользовании той или другой из приведенных формул, обратимся к данным одного из опытов с товарным паровозом серии О^{0} при интенсивности горения (нефть) $Y = 134$ кг/м^2 час и температуре уходящих газов $T_з = 269°$. Столь невысокая температура допускает возможность применения любой формулы для подсчета $Q_з$.

Состав рабочего топлива (нефть + пульверизационный пар) выразился для рассматриваемого опыта в следующих цифрах:

$$61{,}2C' + 8{,}8H' + 0{,}8O' + 29{,}2W'.$$

Часовой расход чистой нефти — 248 кг/час; часовой расход рабочей смеси — 350 кг/час; коэффициент $\mu = 1$.

Содержание углекислоты в продуктах горения $CO_2 = 11{,}7\,\%$, а окиси углерода — $0{,}7\,\%$.

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1{,}244$; коэффициенты кривой тепла: $M = 1161$; $N = 0{,}1216$.

Потеря с уходящими газами по точному уравнению тепла:

$$Q_з = 1161 \cdot 269 + 0{,}1216 \cdot 269^2 = 321\,000 \text{ ккал/час}.$$

Применяя приближенную формулу (182), имеем

$$Q_з = 299\,800 \text{ ккал/час},$$

что отличается от точной цифры $Q_з$ на $7\,\%$.

По формуле (183) имеем

$$Q_з = 326\,000 \text{ ккал/час},$$

что дает неточность всего $1{,}5\,\%$.

Принимая же во внимание указание проф. Ломшакова на возможность пользования цифрой 0,33 в качестве средней объемной теплоемкости для всей массы продуктов горения, получили бы

$$Q_з = 328\,000 \text{ ккал/час};$$

наконец, по формуле (184)

$$q_3 = 12{,}047\,\%,$$

$$Q_3 = 296\,000 \text{ ккал/час},$$

т. е. расхождение достигает 8%.

При высокой температуре уходящих газов, как, например, для опытной поездки с паровозом серии $Н^В$, имеем по формуле (182)

$$Q_3 = 927\,000 \text{ ккал/час},$$

тогда как по точной формуле

$$Q_3 = 957\,000 \text{ ккал/час}.$$

Формулы для определения потери тепла с уходящими газами показывают, что величина этой потери возрастает с увеличением форсировки котла Y, поскольку вместе с Y увеличиваются температура $T_з$ и коэффициент избытка воздуха α.

Выше мы имели случай убедиться, что повышение α неблагоприятно отзывается и на величине механических потерь горения, способствуя увеличению уноса, а также понижает температуру горения. Благоприятное влияние повышение α оказывает лишь на потерю от химического недогорания, которая, вообще говоря, незначительна по величине сравнительно с потерями q_2'' и q_3. Подытоживая теперь сведения о роли величины α в процессе работы паровозного котла, приходим к выводу, что в целях повышения к. п. д. котла и увеличения его мощности надо прививать паровозным кочегарам навыки отопления с малыми коэффициентами избытка воздуха. На угольном паровозе при форсированной работе топки ($Y > 500$) α может быть доведен до 1,1 без всякого видимого ущерба для эффективности работы топки. При последних испытаниях паровозов серий ФД, $Э^Р$ и др. реализовались избытки воздуха от 1,1 до 1,4, обеспечивавшие нормальный к. п. д. паровоза.

Глава XVII

ПОТЕРЯ ТЕПЛА НА ВНЕШНЕЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ПАРОВОЗНОГО КОТЛА. ЗАКОН ОХЛАЖДЕНИЯ. ВЛИЯНИЕ ИЗОЛЯЦИИ, КОТЛОВОГО ДАВЛЕНИЯ, ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА И СКОРОСТИ ХОДА ПАРОВОЗА

Тепловая потеря на внешнее охлаждение котла при опытах со стационарными котлами определяется обычно не специальным опытом, а из уравнения теплового баланса как остаточный член.

Такой метод является, конечно, обходом вопроса, а не решением его, так как ни одно из слагаемых уравнения теплового баланса не может быть нами определено с достаточной точностью, и все эти неточности,

входя в остаточный член, искажают его действительную величину. В особенности это относится к топочным потерям, точный учет которых весьма затруднителен ввиду невыясненности вопроса о потерях на образование сажи, свободного водорода и углеводородов.

Поэтому в целях уточнения действительной картины работы котла было бы логичнее определять потерю Q_4 (на внешнее охлаждение) путем специального опыта, а невязку теплового баланса относить за счет неточности определения Q_2'', а в некоторых случаях даже пользоваться этой невязкой для определения степени совершенства сгорания углерода (т. е. образования сажи) и уноса в трубу.

К сказанному остается лишь добавить, что определение потери Q_4 приобретает особый интерес именно для паровозного котла, работа которого протекает не в состоянии покоя, а в состоянии движения относительно окружающего воздуха с различными скоростями V, причем та часть тепла, которая передается через обшивку наружному воздуху путем соприкосновения и конвекции, должна, очевидно, увеличиваться при возрастании скорости движения паровоза.

Прежде чем остановиться на результатах опытного исследования потерь на внешнее охлаждение паровозного котла, выведем основные формулы охлаждения в самом общем виде.

Примем для охлаждения общую формулу

$$dQ = k_0 H_0 (t - t_в)^n dh, \tag{187}$$

где t и $t_в$ — температуры горячего и холодного источников;

dQ — количество тепла, переданного холодному телу за бесконечно малый промежуток времени dh часа;

k_0 — коэффициент теплопередачи;

H_0 — наружная поверхность котла, соприкасающаяся с воздухом.

Если обозначить вес охлаждаемого тела через A, теплоемкость — через c_p, температуру в начальный момент — через t, а по прошествии промежутка времени dh — через $t - dt$, то это же количество тепла может быть выражено следующим образом:

$$dQ = Ac_p [(t - dt) - t] = - Ac_p dt. \tag{188}$$

В случае парового котла охлаждению подвергаются:

1) вода, наполняющая котел;

2) пар, находящийся в паровом пространстве;

3) железные и медные части котла, омываемые водой и паром.

Считая температуру всего охлаждаемого агрегата в каждый данный момент одинаковой для всей массы, получаем

$$dQ' = - dt (Gc + G_1 c_1 + G_2 c_2 + G_3 c_3), \tag{189}$$

где G, G_1, G_2, G_3 — веса воды, пара, железа и меди;

c, c_1, c_2, c_3 — их теплоемкости.

Средняя теплоемкость воды в пределах изменения температуры от 0 до 200° может быть принята равной единице.

Произведение G_1c_1 можно совсем игнорировать ввиду ничтожного относительного веса пара в котле.

С точки зрения охлаждения вес железа эквивалентен весу воды

$$G_2' = G\frac{c_2}{c} = G_2c_2;$$

водяной эквивалент веса меди составляет

$$G_3' = G_3\frac{c_3}{c} = G_3c_3.$$

Вводя эти условные обозначения, заменяем подвергаемую охлаждению систему однородным телом с теплоемкостью, равной единице; вес этого тела, называемый «приведенным» весом, равен

$$A = G + G_2c_2 + G_3c_3. \tag{190}$$

Уравнение (189) перепишется теперь в виде

$$dQ = Adt. \tag{191}$$

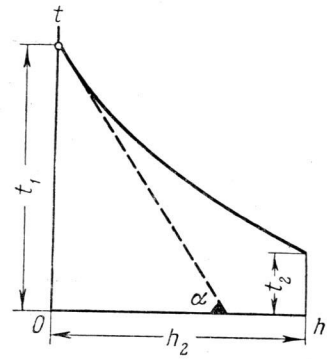
Соединяя знаком равенства правые части выражений (187) и (191), получаем уравнение охлаждения в дифференциальной форме

$$-Adt = k_0H_0(t - t_в)^n dh,$$

или, разделяя переменные:

$$\frac{k_0H_0}{A}\,dh = -\frac{dt}{(t-t_в)^n}. \tag{192}$$

Считая температуру $t_в$ наружного воздуха постоянной для всего протяжения опыта и интегрируя, получаем



Фиг. 82.

$$\frac{k_0H_0h}{A} + C = -\int\frac{dt}{(t-t_в)^n} = \frac{1}{1-n}(t-t_в)^{1-n}. \tag{193}$$

В начальный момент при $h = h_1 = 0$ имеем $t = t_1$ (фиг. 82) и из предыдущего уравнения определяем постоянное C

$$C = -\frac{1}{1-n}(t_1 - t_в)^{1-n}.$$

В конце опыта при $h = h_2$ имеем $t = t_2$, и уравнение (193) примет вид:

$$\frac{k_0H_0h_2}{A} = \frac{(t_1 - t_в)^{1-n}}{1-n} - \frac{(t_2 - t_в)^{1-n}}{1-n},$$

откуда

$$k_0 = \frac{A}{H_0h_2}\,\frac{(t_1 - t_в)^{1-n} - (t_2 - t_в)^{1-n}}{1-n}. \tag{194}$$

Подставляя значения k_0 и C в уравнение (193) и относя его к произвольному моменту охлаждения, для которого $h = h_x$, имеем

$$\frac{h_x}{h_2}\frac{(t_1 - t_в)^{1-n} - (t_2 - t_в)^{1-n}}{1-n} = \frac{(t_1 - t_в)^{1-n}}{1-n} - \frac{(t_x - t_в)^{1-n}}{1-n}. \qquad (195)$$

Отбрасывая общий знаменатель и вынося в левой части за скобки выражение $(t_1 - t_в)^{1-n}$, находим

$$t_x = (t_1 - t_в)^{1-n} \sqrt{\frac{h_x}{h_2}\left(\frac{t_2 - t_в}{t_1 - t_в}\right)^{1-n} + \left(1 - \frac{h_x}{h_2}\right)} + t_в. \qquad (196)$$

Полученное выражение представляет собой самый общий вид уравнения кривой охлаждения.

При $n = 1$ уравнение (192) после интегрирования дает

$$t_x = t_в + (t_1 - t_в)\left(\frac{t_2 - t_в}{t_1 - t_в}\right)^{\frac{h_x}{h_2}}; \qquad (197)$$

при $n = 2$ получаем

$$t_x = \frac{h_2 t_1 (t_2 - t_в) + h_x t_в (t_1 - t_2)}{h_x (t_1 - t_2) + h_2 (t_2 - t_в)}. \qquad (198)$$

Задаваясь величиной показателя степени n и определяя из уравнения ряд значений t_x, соответствующих различным h_x, можем подобрать величину n таким образом, чтобы кривая, построенная по уравнению (196), точно совпадала с полученной эмпирическим путем кривой охлаждения.

Теперь переходим к изложению метода определения потери Q_4, т. е. часового количества тепла, отдаваемого охлаждаемым телом в окружающую среду.

Величина падения температуры за одинаковые промежутки времени будет характеризоваться углом касательной к кривой охлаждения (фиг. 82) с осью абсцисс в данной точке; следовательно, при определении этой величины мы должны условиться, от какой начальной температуры ее отсчитывать.

Вопрос об определении потери тепла во внешнюю среду интересует нас главным образом в применении к рабочему состоянию паровоза, когда никакого понижения температуры котловой воды в действительности не наблюдается, так как теряемое через обшивку тепло непрерывно восполняется теплом, получаемым от сгорания топлива; следовательно, явление теплообмена с окружающей средой протекает при п о с т о я н н о й т е м п е р а т у р е в о д ы в к о т л е, соответствующей рабочему давлению пара и принимаемой нами в дальнейшем в 190°.

Ввиду неизменности начальной температуры в период теплоотдачи явление это может нами рассматриваться как ряд элементарных процес-

сов понижения температуры на бесконечно малую величину dt и обратного ее восстановления.

Если α — угол касательной к кривой $t - t_в = f(h)$ с осью абсцисс, то

$$\partial t = \partial h \operatorname{tg} \alpha = \partial h \frac{d(t - t_в)}{dh}. \tag{199}$$

Бесконечно малое количество тепла, отдаваемого во внешнюю среду при каждом таком элементарном процессе, выразится следующим образом:

$$\partial q = -\partial t A = -A \partial h \frac{d(t - t_в)}{dh}. \tag{200}$$

Производная температура по времени, входящая в оба предыдущих выражения, есть величина постоянная, так как из предыдущего ясно, что все элементарные процессы имеют одну и ту же начальную температуру котловой воды и протекают при $t = \text{const}$. При бесконечно большом числе таких периодически чередующихся элементарных процессов общее время их протекания может иметь и конечную величину.

Интегрируя выражение (200) в пределах от $h = h_1$ до $h = h_2$, получаем

$$(\partial q)_{h_1}^{h_2} = A(h_2 - h_1)\left[\frac{d(t - t_в)}{dh}\right] \text{ при } t = t_к, \tag{201}$$

где величина производной должна быть найдена из основного уравнения (192), полагая в нем $t = t_к = 190°$:

$$\left[\frac{dt}{dh}\right]_{t=t_к} = \left[\frac{d(t - t_в)}{dh}\right]_{t-t_к} = -\frac{k_0 H_0}{A}(t_к - t_в)^n. \tag{202}$$

Относя тепловую потерю к 1 часу, т. е. полагая в уравнении (201)

$$h_2 - h_1 = 1, \tag{203}$$

и подставляя в него величину производной по уравнению (202), находим

$$Q_4 = k_0 H_0 (t_к - t_в)^n. \tag{204}$$

Величина коэффициента теплопередачи k_0 определяется из формулы (194).

Выяснив, таким образом, теоретическую сторону вопроса об охлаждении паровоза, применим полученные нами выводы к случаю охлаждения на стоянке пассажирского паровоза серии С. Обстановка этого опыта, так же как и целого ряда аналогичных опытов с другими паровозами, в общих чертах такова.

Для опытов выбирается паровоз, не имеющий течи труб и связей, а также пропусков пара через регуляторный золотник. Все паровые вентили перед началом наблюдений плотно запираются, а также устраняются по возможности все пропуски пара.

Испытуемый паровоз ставится на открытом воздухе, давление пара в нем доводится до предельного, после чего закрывается форсунка (или выбрасывается начисто из топки топливо), закрываются плотно клапаны зольника, шуровочное отверстие и дымовая труба, чтобы потери тепла могли происходить только через наружную обшивку. Во время опыта через определенные промежутки времени производились отсчеты: температур котловой воды — в трех пунктах котла на разных уровнях, давления пара—по контрольному манометру и уровня воды в котле — по водомерному стеклу.

На фиг. 83 представлены в графической форме (в виде кривой охлаждения) результаты опыта по охлаждению на стоянке паровоза серии С, продолжавшегося 48 часов при почти постоянной температуре наружного воздуха, равной — 16°. Основные данные опыта таковы:

$$t_1 = 188{,}5;$$
$$t_2 = 37{,}0°;$$
$$t_в = -16{,}0°$$
$$h_1 = 0 \text{ и } h_2 = 48 \text{ час.}$$

Вес воды в котле был определен непосредственным взвешиванием и оказался равным $G = 6978$ кг.

Веса железных и медных частей котла, находящихся в соприкосновении с водой и паром, соответственно равны $G_2 = 15\,860$ кг, $G_3 = 2160$ кг.

Принимая теплоемкость железа $c_2 = 0{,}115$, а теплоемкость меди $c_3 = 0{,}093$, подсчитываем приведенный вес $A = 6978 + 15\,860 \cdot 0{,}115 + 2160 \cdot 0{,}093 = 9000$ кг.

Уравнение Ранкина (83) изобразится для данного случая в следующем виде:

$$\frac{k_0' H_0}{A} dh = -\frac{dt}{(t - t_в)^2},$$

или в интегральной форме:

$$\frac{k_0' H_0}{A} h + C' = \frac{1}{t - t_в}. \tag{205}$$

В начальный момент при $h = h_1 = 0$ будем иметь

$$C' = \frac{1}{188{,}5 + 16} = \frac{1}{204{,}5};$$

в конце опыта при $h = h_2 = 48$, $t = t_2 = 37°$ уравнение (205) примет вид:

$$\frac{k_0' H_0 \cdot 48}{9000} + \frac{1}{204{,}5} = \frac{1}{37 + 16},$$

откуда

$$k_0' H_0 = 2{,}622.$$

После этого уравнение охлаждения напишется так:

$$t - t_в = \frac{1\,840\,500}{536{,}7\,h + 9000}. \tag{206}$$

Задаваясь различными значениями h, определяем соответствующие значения разности температур по предыдущему уравнению (табл. 13).

Таблица 13

h	0	5	10	15	20	25	30	40	48
$t - t_в$	204,5	157,6	128,1	110,0	93,3	82,2	73,4	60,5	53,0
t	188,5	141,6	112,1	94,0	77,3	66,2	57,4	44,5	37,0

Кривая $t = f(h)$, нанесенная по этим данным на фиг. 83, располагается, как видим, значительно ниже опытных точек, что указывает на неприменимость к явлению охлаждения уравнения (83).

Приняв гипотезу Редтенбахера (82), будем иметь

$$\frac{k_0' H_0}{A} h + C'' = -\ln(t - t_в); \qquad (207)$$

при $h = h_1 = 0$

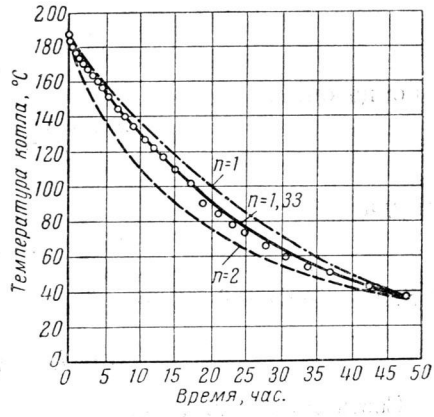
$$C'' = -\ln(188{,}5 + 16) = -5{,}3146;$$

для конца опыта

$$\frac{k_0' H_0 48}{9000} - 5{,}3146 = -\ln 53 = -3{,}9658,$$

откуда

$$k_0' H_0 = 252{,}9,$$



Фиг. 83.

и уравнение (207) обращается в

$$\frac{252{,}9\, h}{9000} - 5{,}3146 = -\ln(t - t_в), \qquad (208)$$

или, упрощая, получим

$$\lg(t - t_в) = 2{,}3107 - 0{,}01222\, h. \qquad (209)$$

Определяя из этого уравнения значения $t - t_в$ для разных моментов времени, составляем табл. 14.

Таблица 14

h	0	5	10	15	20	25	30	40	48
$t - t_в$	204,5	177,7	154,4	134,1	116,5	101,2	87,9	66,4	53,0
t	188,5	161,7	138,4	118,1	100,5	85,2	71,9	50,4	37,0

Соответствующая кривая (фиг. 83) ложится заметно выше опытных данных, что заставляет нас отвергнуть и гипотезу Редтенбахера и продолжать наши искания гипотезы охлаждения, наиболее точно выражающей действительную картину явления.

Таким уравнением, одинаково хорошо удовлетворяющим опытным данным по отношению ко всем отдельным многочисленным опытам (свыше 20 паровозов), является уравнение

$$dQ = -Adl = k_0 H_0 dh\,(t - t_в)^{4/3}, \tag{210}$$

которое обращается после интегрирования в

$$\frac{k_0 H_0 h}{A} + C = \frac{3}{(t - t_в)^{1/3}}. \tag{211}$$

Для нашего случая при $h = 0$

$$C = \frac{3}{204,5^{1/3}} = 0,5088;$$

в конце опыта

$$\frac{k_0 H_0 \cdot 48}{9000} + 0,5088 = \frac{3}{\sqrt[3]{55}};$$

откуда

$$k_0 H_0 = 54,6$$

и уравнение охлаждения принимает вид:

$$t - t_в = \left(\frac{27\,000}{54,6\,h + 4579}\right)^3. \tag{212}$$

Составляем табл. 15.

Таблица 15

h	0	5	10	15	20	25	30	40	48
$t - t_в$	204,5	173,3	146,0	126,0	108,0	93,4	81,9	62,5	53,0
t	188,5	157,3	130,0	110,0	92,0	77,4	65,0	46,5	37,0

Кривая охлаждения, нанесенная по уравнению (212) на фиг. 83, наилучшим образом располагается относительно опытных точек.

Применяя формулу (212) для определения потери Q_4, находим

$$Q_4 = 54,6\,(190 + 16)^{4/3} = 66\,400 \text{ ккал/час}.$$

Замечая, что внешняя поверхность котла паровоза серии С составляет приблизительно 59 м², находим потерю тепла одним квадратным метром

$$\frac{Q_4}{H_0} = \frac{66\,400}{59} = 1125 \text{ ккал/м}^2 \text{ час},$$

а коэффициент теплопередачи

$$k_0 = \frac{54,6}{59} = 0,92 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } (1^\circ)^{1,33}.$$

Величина потери Q_4 зависит, как показывает уравнение (204), от $t_к$, т. е. от величины рабочего давления пара, и от $t_в$ — температуры наружного воздуха. Кроме того, эта величина существенным образом зависит от изоляции котла.

Таблица 16

Серия паровоза	Изоляция	Внешняя поверхность котла H_0, м²	Потеря тепла Q_4, ккал/час	То же, на 1 м² поверхности охлаждения $\frac{Q_4}{H_0}$, ккал/м² час	Коэффициент теплопередачи $K_0 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2\text{час}\,(1^\circ)^{4/3}}$
С	Асбеститовая изоляция толщиной 27 мм	59,0	58 300	988	0,90
К^У		51,9	51 300	988	0,91
ЭГ	Изоляция матрацами из стеклянной ваты	58,2	67 200	1 155	1,05
Б		51,8	86 400	1 668	1,53
У^У	Топка и сухопарник изолированы	50,0	68 200	1 344	1,25
Л	асбестом, цилиндрическая часть	75,6	110 000	1 467	1,34
Э	только обшита	58,2	77 700	1 335	1,22
О^Ч		54,0	81 200	1 487	1,36
О^В		45,0	102 100	2 320	2,12
Э^Г	Котел не изолирован и не обшит	58,2	147 200	2 530	2,30
С		59,0	149 900	2 540	2,31

В табл. 16 приведены данные, полученные при опытах на охлаждение для различных паровозов, причем величины тепловых потерь приведены к одному и тому же котловому давлению $p_к = 13$ ата и к одной и той же температуре воздуха $t_в = 0^\circ$; таким образом, коэффициент теплопередачи получается в среднем для хорошей асбеститовой изоляции

$$k_0 = 0,9;$$

для частичной изоляции (группа из пяти паровозов)

$$k_0 = 1,34;$$

для совершенно неизолированного котла

$$k_0 = 2,2.$$

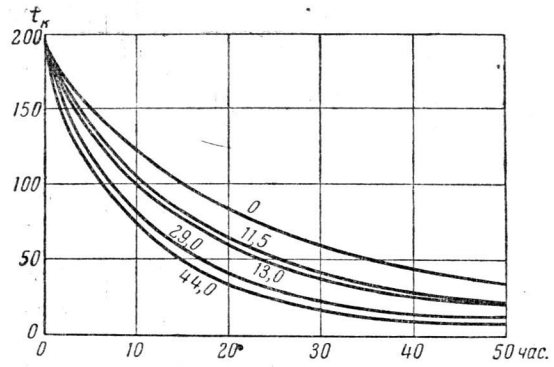
После этого общая формула для определения потери на внешнее охлаждение паровоза при стоянке может быть представлена в виде:

$$Q_4 = 2{,}2\ \psi H_0 (t_к - t_в)^{4/3}, \tag{213}$$

где ψ — коэффициент, зависящий от качества изоляции, а именно:

для хорошей асбеститовой изоляции $\psi = 0{,}40$
» изоляции стеклянной ватой . . $\psi = 0{,}48$
» частичной изоляции . . . . . $\psi = 0{,}61$
» неизолированного котла . . . . $\psi = 1{,}00$

Таким образом, вопрос о потере тепла через обшивку во время стоянки паровоза можно считать исчерпанным, но распространение полученных данных на случай нахождения паровоза в пути, как это до сих пор практиковалось при составлении тепловых балансов котла, является совершенно недопустимым, так как зависимость величины Q_4 от скорости движения паровоза вполне очевидна, если рассматривать эту потерю как результат теплоотдачи не столько лучеиспусканием, сколько непосредственным соприкосновением с окружающим воздухом.



Фиг. 84. Кривые охлаждения паровозного котла в пути.
(Цифры на кривых обозначают скорости паровоза в км/час).

В опытах по охлаждению в пути паровоз, оборудованный и подготовленный к опыту совершенно так же, как и при опытах на стоянке, передвигался подталкивающим паровозом с различными скоростями. Полученные при этих опытах кривые охлаждения, приведенные к одной и той же начальной температуре $t_к$ и температуре $t_в = 0°$, представлены на фиг. 84 для одного из опытных паровозов.

На фиг. 85 нанесены в функции от скорости значения коэффициента теплоотдачи; здесь же приведены кривые, выражающие закон изменения коэффициентов теплопередачи от скорости,

$$k_0 = \psi (2{,}20 + 0{,}21\ V^{0{,}7}) = \psi (2{,}20 + 0{,}51\ W^{0{,}7}), \tag{214}$$

где V — скорость движения паровоза, км/час; W — м/сек.

Подставляя эту величину k_0 в уравнение (213) вместо произведения $2{,}2 \cdot \psi$, находим

$$Q_4 = \psi H_0 (2{,}2 + 0{,}51\ W^{0{,}7})\ (t_к - t_в)^{4/3}. \tag{215}$$

Уравнение (215) является вполне общим, так как применимо для любого паровоза при любых скоростях движения, котловом давлении и температуре наружного воздуха.

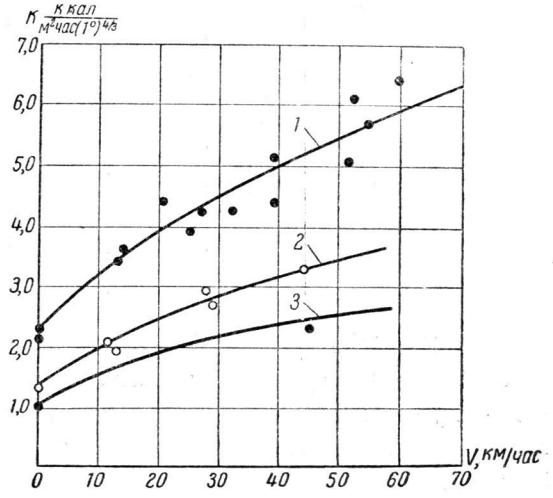
Относительно размеров влияния этого последнего фактора на величину Q_4 уравнение (215) приводит нас к следующему выводу: для одного и того же паровозного котла и при одной и той же скорости движения тепловые потери при температурах наружного воздуха в $-20°$ и $+20°$ относятся, как

$$\left(\frac{t_к-(-20)}{t_к-20}\right)^{4/3}.$$

Принимая $t_к = 190°$, получим

$$\left(\frac{190+20}{190-20}\right)^{4/3} = \frac{1248}{941} \approx 1{,}33,$$

т. е. потеря во втором случае будет лишь на 33% меньше, чем в первом.



Фиг. 85. Влияние изоляции котла на коэффициент теплоотдачи:

1— котел без изоляции; *2*— частичная изоляция котла; *3*—полная изоляция котла стеклянной ватой.

Таким образом, мнение, что для жарких областей нашей страны (Закавказье, Средняя Азия) тщательная изоляция паровозных котлов излишня, является ошибочным.

При составлении теплового баланса и вообще при решении различных вопросов, касающихся экономики рабочего процесса котла, все тепловые потери удобнее выражать не в калориях, а в процентах располагаемого тепла, и изменения этих величин давать в функции от интенсивности горения. Такие расчетные таблицы могут быть после всего сказанного легко составлены для любого паровоза и сорта топлива.

Рассмотрим в качестве конкретного примера товарный паровоз серии ОВ, работающий на нефтяном отоплении ($K_р^н = 10\,000$ ккал/кг). Для этого паровоза: $\psi = 1{,}0$; $H_0 = 44$ м² (площадь колосниковой решетки) $= 1{,}85$ м²; $p_к = 12$ ати, т. е. $t_к \approx 190°$; для определения потери q_4 имеем

$$q_4 = \frac{44 \cdot 1{,}0\,(2{,}2 + 0{,}21V^{0,7})\,(190-0)^{4/3}}{Y\;1{,}85 \cdot 10\,000}\,100 = 55\,\frac{10{,}5 + V^{0,7}}{Y}.$$

В табл. 17 приведены величины q_4, подсчитанные по этой формуле для разных V и Y.

Таблица 17

Y, кг/м²час	V, км/час					
	10	20	25	30	40	50
100	7,2	9,0	9,0	10,8	12,6	14,4
150	4,8	6,0	6,6	7,2	8,4	9,6
200	3,6	4,5	4,95	5,4	6,3	7,2
250	2,9	3,9	4,0	4,3	5,0	5,8
300	2,4	3,0	3,3	3,6	4,2	4,8
350	2,1	2,6	2,8	3,1	3,6	4,1

Для $V = 25$ км/час и $Y = 150$ кг/м² час (что соответствует для паровозов серии О средним эксплуатационным условиям работы) имеем величину потери через обшивку $(Q_4)_м = 6{,}6\,\%$; вообще же при различных условиях работы паровозов этого типа она колеблется в пределах 3—10%.

Посмотрим теперь, какими цифрами выражается потеря на внешнее охлаждение в условиях повседневной службы паровозов.

Пусть тяговый участок имеет длину 120 км. Принимая для паровоза 0—5—0 серии Э^м среднюю техническую скорость хода 30 км/час, а коммерческую 20 км/час, находим время хода

$$t_x^з = \frac{120}{30} = 4 \text{ часа};$$

время стоянок

$$t_c = \frac{120}{20} - 4 = 2 \text{ часа}.$$

Подсчитаем цифру расхода угля за все время нахождения поезда на участке для восполнения потери тепла на охлаждение, считая, что котел ничем не изолирован, и принимая потерю тепла в 1 час с 1 м² поверхности охлаждения равной 2300 ккал на стоянках и 4800 ккал в ходу.

Так как внешняя поверхность котла равна 60 м², то часовая потеря тепла для всего паровоза выразится на стоянке цифрой

$$2300 \cdot 60 = 138\,000 \text{ ккал/час};$$

в ходу

$$4800 \cdot 60 = 288\,000 \text{ ккал/час},$$

а всего за время нахождения поезда на участке:

$$138\,000 \cdot 2 + 288\,000 \cdot 4 = 1\,429\,000 \text{ ккал}.$$

Принимая для угля $K_{\text{р}}^{\text{н}} = 7000$ ккал/кг и $\eta_{\text{к}} = 0{,}60$ (в среднем для хода и стоянок), находим вес сожженного угля для восполнения подсчитанной выше потери на внешнее охлаждение

$$\frac{1\,429\,000}{7\,000 \cdot 0{,}6} = 340 \text{ кг}.$$

Средняя норма расхода угля на 100 поездо-километров для паровозов серии Э^{м} с полногрузным составом может быть принята в 2,5 т, т. е. для нашего тягового плеча в 120 км длиной расход угля составляет

$$2500 \frac{120}{100} = 3000 \text{ кг}.$$

Таким образом, потеря на внешнее охлаждение составляет в процентах от полного расхода

$$\frac{340}{3000} 100 = 11{,}3\,\%.$$

При надлежащей изоляции котла эта цифра может быть уменьшена до 4%.

Итак, сбережение топлива благодаря хорошей изоляции котла составляет свыше 7%.

Глава XVIII

СЛУЖЕБНЫЙ РАСХОД ПАРА И МЕТОДЫ ЕГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ. СРЕДНИЕ ВЕЛИЧИНЫ

В предыдущем исследовании тепловой работы парового котла мы рассмотрели те тепловые потери, которые обусловливаются самой сущностью теплового процесса.

Помимо этих потерь, в паровозах неизбежна еще одна группа потерь, обусловливаемых необходимостью для паровоза обслуживать самого себя. К ним относятся: расход пара на приведение в действие сифона, насоса тормоза, питательного насоса; в случае нефтяного отопления — сверх того еще расход на форсунку (пульверизация паром) и на подогрев нефти, а при применении стокера — расход пара на машину стокера и на распределительную головку.

Все эти так называемые служебные потери определяются путем специальных опытов на стоянке. Для определения расхода пара на работу тормозного насоса в сифон опытного паровоза пускают пар из котла рядом стоящего паровоза в таком количестве, чтобы поддержать давление пара в первом паровозе постоянным; заставляя работать насос опытного паровоза своим паром в течение определенного промежутка времени, отмечают понижение уровня воды в котле по водомерному стеклу, чем и определится расход $b_{\text{н}}$ за время опыта.

Насос снабжают счетчиком числа ходов поршня; при числе n ходов за опыт, расход за один ход будет равен

$$(b_{\text{н}})_0 = \frac{b_{\text{н}}}{n};$$

если затем во время опыта в пути поршень насоса сделал n' ходов, то расход тепла на его работу составит

$$Q_{\text{н}} = (b_{\text{н}})_0 n' (\lambda_{\text{к}} - \vartheta),$$

или в процентах от располагаемого тепла

$$q_{\text{н}} = \frac{(b_{\text{н}})_0 n' (\lambda_{\text{к}} - \vartheta)}{t_{\text{х}} Y R K_{\text{р}}^{\text{н}}} 100, \tag{216}$$

где $t_{\text{х}}$ — продолжительность опыта;

R — площадь колосниковой решетки.

Что касается определения расхода пара на работу сифона, то очевидно, что, заставляя сифон работать непрерывно в течение более или менее продолжительного промежутка времени, мы не сможем поддерживать давление пара постоянным: оно неминуемо и довольно быстро будет возрастать. Между тем определенная при таких условиях из опыта цифра расхода не будет, очевидно, иметь никакого практического значения, так как мы не будем в конце концов знать, при каком котловом давлении она справедлива. Избежать повышения давления пара при указанной постановке опыта возможно только путем подкачивания воды в котел, что опять-таки недопустимо с точки зрения необходимости ведения учета расхода пара только на сифон. Чтобы избежать указанных затруднений, схему опыта необходимо несколько изменить, пуская пар из котла опытного паровоза в сифон рядом стоящего другого паровоза, а давление в котле опытного паровоза поддерживать постоянным за счет работы его сифона чужим паром (из того же рядом стоящего паровоза).

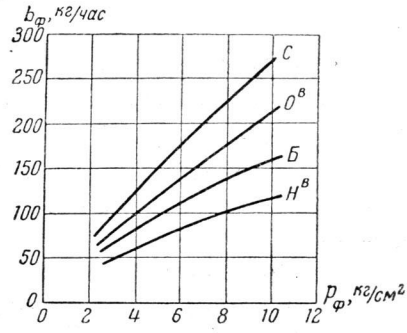
Называя расход пара на сифон за единицу времени через $(b_{\text{с}})_0$, время действия сифона через $t_{\text{с}}$, а соответствующую тепловую потерю через $q_{\text{с}}$, имеем

$$q_{\text{с}} = \frac{(b_{\text{с}})_0 t_{\text{с}} (\lambda_{\text{к}} - \vartheta) 100}{t_{\text{х}} Y R K_{\text{р}}^{\text{н}}}. \tag{217}$$

Оценить расход пара на пульверизацию и подогрев нефти какой-либо одной жесткой цифрой, подобно тому, как это делается для сифона и тормозного насоса, совершенно не представляется возможным, так как этот расход существенным образом зависит от степени открытия регулирующих вентилей, а к такой регулировке приходится все время прибегать при работе паровоза в связи с изменяющейся интенсивностью горения (пульверизационный вентиль) и условиями погоды (вентиль нефтеподогревателя). Пределы регулирования, применяемые обычно на практике,

измеряются давлением пара за вентилем, которое и колеблется для форсунки от 2 до 11 ата в зависимости от интенсивности горения, а для подогревателя — от 0,6 до 3 ата.

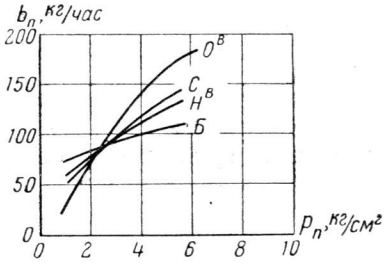
На основании сказанного приходится определять из опыта величину расхода пара на форсунку (пульверизацию) $b_ф$ и прогрев нефти $b_п$ при различных положениях вентилей, т. е. при разных величинах давлений: $p_ф$ — в пульверизаторе (за вентилем) и $p_п$ — в подогревателе, и по этим данным строить вспомогательные кривые.



Фиг. 86.

Подобные кривые часового расхода пара на ту и другую статью приведены для некоторых паровозов на фиг. 86 и 87.

Переходя теперь к оценке величины служебных потерь для средних условий работы, надо сказать, что первые две потери — на работу насоса и сифона — зависят в значительной степени от качества топлива, состояния котла, навыка паровозной бригады и тому подобных факторов, и потому точно фиксировать их величину довольно трудно. В общем можно сказать, что эти две потери составляют обычно в сумме от 2 до 8% располагаемого тепла; более точно: расход пара на один ход поршня тормозного насоса составляет около 0,1 кг, а расход на 1 мин. работы сифона при полном его открытии — 7—9 кг.



Фиг. 87.

Потери на пульверизацию и подогрев нефти выражаются формулами

$$q_ф = \frac{(b_ф)_0 (\lambda_к - \vartheta)\, 100}{YRK^н_р}; \qquad (218)$$

$$q_п = \frac{(b_п)_0 (\lambda_к - \vartheta)\, 100}{YRK^н_р}. \qquad (219)$$

В этих формулах величины $R, \lambda_к$ и $K^н_р$ суть точно (R) или приблизительно $(\lambda_к K^н_р)$ постоянные, величины же $(b_ф)_0$ и $(b_п)_0$ могуть меняться в очень широких пределах в зависимости от того или иного режима нефтяной топки.

Дело в том, что при изменении интенсивности горения на практике прибегают обычно к регулированию притока пара в форсунку путем дросселирования пара, т. е. уменьшения $p_ф$ и, следовательно, уменьшения величины $(b_ф)_0$.

Величина $(b_п)_0$ в жаркое время года равна нулю, а зимой доходит до 150 кг/час и более. Принимая в среднем $(b_ф)_0 = 150$ кг/час и

$(b_п)_0 = 60$ кг/час (см. данные фиг. 86 и 87), находим при $\lambda_к = 640$ ккал и $K_р^н = 10\,000$ ккал/кг

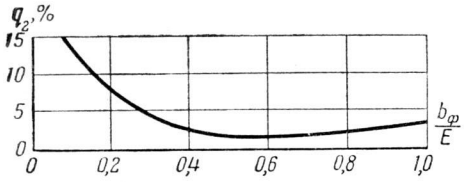
$$(q_ф)_{ср} = \frac{150 \cdot 640 \cdot 100}{YR\,10\,000} = \frac{960}{YR};$$

$$(q_п)_{ср} = \frac{60 \cdot 640 \cdot 100}{YR\,10\,000} = \frac{385}{YR};$$

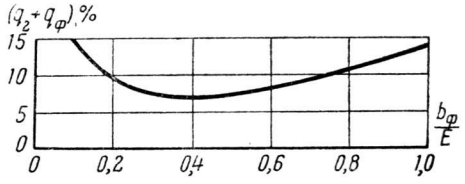
т. е. при изменении часового расхода нефти YR от 200 до 1000 кг/час потеря на пульверизацию колеблется в пределах 1—5%, а потеря $b_п$ — от 0,5 до 2%.

Все же четыре потери ($q_ф + q_п + q_т + q_с$) составляют при нефтяном отоплении от 3 до 12%, увеличиваясь с уменьшением интенсивности горения.

Расход пара на стокер (суммарный) колеблется в пути от 1,5 до 5%, а вся сумма служебных потерь тепла колеблется при угольном отоплении вручную от 2 до 5%, а при стокере — от 3 до 10%.



Фиг. 88.



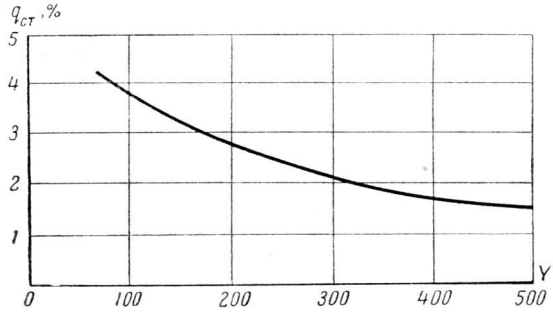
Фиг. 89.

Возвращаясь к вопросу о величине расхода пара на пульверизацию, мы должны сказать, что эта величина, как показывают опыты, влияет на неполноту сгорания; при чрезмерном уменьшении расхода пара на распыливание нефти потеря q_2 заметно возрастает. В грубом виде справедливость высказанного может быть проверена сильным дросселированием парового крана форсунки: при этом в топке начинает выделяться много копоти.

На фиг. 88 представлена полученная опытным путем кривая зависимости топочных потерь от так называемого коэффициента пульверизации $\frac{b_ф}{E}$, где $b_ф$ и E суть расходы пара на форсунку и нефти за все время опыта. Кривая получена из опытов с целым рядом паровозов, более или менее однотипных как по типу форсунки, так и по объему и типу кирпичной кладки в топке. Кривая показывает, что увеличивая расход пара на пульверизацию 1 кг нефти до величины 0,6 кг, мы улучшаем процесс горения; дальнейшее увеличение расхода пара бесполезно и даже вредно. Последнее можно объяснить явлением перебивания нефтяной струи струей пара. Действительно, наивыгоднейшее значение коэффициента пульверизации будет, однако, меньше величины 0,6 кг по следующим соображениям.

Увеличение расхода пара на пульверизацию связано, как мы знаем, с непрерывным возрастанием соответствующей тепловой потери $q_ф$. Считая часовой расход пара на машину B_m равным удесятеренному расходу нефти (что весьма близко к действительности), мы легко подсчитаем потерю на пульверизацию по формуле

$$q_ф = \frac{\frac{b_ф}{E} B_h}{B_m} 100\% = 10 \frac{b_ф}{E} \%.$$



Фиг. 90.

В табл. 18 приведены величины $q_ф$, q_2 и $q_ф + q_2$. Откладывая последнюю величину в функции от $\frac{b_ф}{E}$ (фиг. 89), получаем плавную кривую, имеющую минимум при значении $\frac{b_ф}{E}$ около 0,4; эта величина расхода и должна быть признана наивыгоднейшей.

На фиг. 90 приведена диаграмма, дающая изменение потери тепла на работу вспомогательной машины стокера и на распределительную головку его в функции от напряжения колосниковой решетки Y.

Кривая относится к испытаниям первого паровоза серии ФД.

Таблица 18

$\frac{b_ф}{E}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$q_ф$	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0
q_2	14,0	7,0	4,1	2,9	2,4	2,1	2,0
$q_ф + q_2$	15,0	9,0	7,1	6,9	7,4	8,1	9,0

Глава XIX

ПОЛЕЗНОЕ ТЕПЛО И МЕТОДЫ ЕГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Под термином «полезное тепло» подразумевается все то количество тепла, которое реализуется в паровом котле для испарения и, если котел снабжен пароперегревателем, — для дополнительного перегрева рабочего пара от температуры насыщения до температуры $t_п$, устанавливающейся в камере коллектора пароперегревательного аппарата.

Если предположить, что давление пара в котле остается в течение всего рассматриваемого периода работы постоянным, а уровни воды в котле в начале и конце работы в точности одинаковы, то количество испаренной воды будет равно расходу ее из тендера.

Зная этот расход A, кг и называя теплосодержание 1 кг пара в котле через $\lambda_к$, а питательной воды — через ϑ, получим в рассматриваемом простейшем случае выражение для количества полезного тепла, отнесенного к 1 часу работы, в следующем виде:

$$Q_1 = \frac{A(\lambda_к - \vartheta)}{t_x} \text{ ккал/час.} \qquad (220)$$

Полученное выражение справедливо лишь при отсутствии потерь пара и воды, чего в действительности никогда не бывает.

С учетом этих потерь количество пара, приготовленного котлом для работы паровой машины, будет равно

$$A - a_i - \Sigma b,$$

где a_i — потеря воды инжекторами через вестовые трубы,

а Σb — сумма служебных расходов пара.

При испытании паровоза в нормальных условиях его работы в большинстве случаев оказывается весьма нелегким делом провести опыт так, чтобы уровень воды в котле к концу опыта был тот же, что и в начале. В особенности это относится к испытанию при высоких форсировках, когда от паровоза берется все, что он может дать, и все его части работают с предельным напряжением. В этом случае часовой расход пара на машину очень велик, и для поддержания постоянного количества воды в котле пришлось бы прибегать к значительному подкачиванию ее инжектором, что даже и на хорошем топливе неминуемо привело бы к падению давления пара. Так как, с другой стороны, поддержание полного давления особенно важно именно в наиболее трудных условиях работы, то и приходится на практике отказаться от выполнения условия постоянства запаса воды в котле (т. е. ее уровня, определяемого по водомерному стеклу). Режим работы паровозного котла на трудных участках профиля в общих чертах таков: перед отправлением топка надлежащим образом заправляется, причем давление пара доводится до предельной допускаемой величины, а уровень воды — примерно до $^3/_4$ высоты водомерного стекла (более высокий уровень нежелателен из опасения получения слишком влажного пара). При прохождении самого подъема закачки воды из тендера допускаются лишь при том условии, чтобы котловое давление понижалось незначительно. При этом, конечно, уровень воды постепенно падает, так что к концу поездки вода зачастую оказывается «в нижней гайке» стекла. Таким образом, запас воды в котле является тем фондом, из которого при прохождении трудных участков профиля производится временный заем, восполняемый по миновании подъема.

Практикуемый часто при грубых методах исследования способ докачки воды до начального уровня по прибытии на конечный пункт опытной поездки является недопустимым, так как при поступлении в котел сразу весьма большого количества холодной тендерной воды уравнивание

температур во всей массе котловой воды происходит довольно медленно и подсчет теплового запаса котла, произведенный по отсчетам момента конца закачки, будет ошибочным.

Таким образом, на основании всего сказанного приходим к выводу, что применительно к исследованию работы паровозного котла в формулу (220) необходимо ввести поправку на изменение количества воды в самом котле.

Если количество воды в котле перед опытом было h_0, кг, а по окончании опыта h_1, кг, причем как это бывает в большинстве случаев, $h_0 > h_1$, то разность $h_0 - h_1$ выражает весовое количество котловой воды, перешедшей в течение опыта в пар.

Называя теплосодержание 1 кг котловой воды (нагретой до температуры кипения, определяемой величиной котлового давления) через $q_к$, а теплосодержание 1 кг пара — попрежнему через $\lambda_к$, получаем затрату тепла на превращение 1 кг котловой воды в пар в виде разности $(\lambda_к - q_к)$, а всего за время опыта

$$(h_0 - h_1)(\lambda_к - q_к).$$

Вводя соответствующую поправку в уравнение (220), получаем

$$Q_1 = \frac{(A - a_i - \Sigma b)\ (\lambda_к - \vartheta) + (h_0 - h_1)(\lambda_к - q_к)}{t_х}. \qquad (221)$$

В случае проектирования нового паровоза полезное тепло брутто определяется по формуле

$$Q_1 = B_m(\lambda_{п} - \vartheta) + (B_к - B_m)(\lambda_к - \vartheta), \qquad (222)$$

где B_m — полезный,

а $B_к$ — полный часовой расход пара (кг).

Для определения величины теплосодержания перегретого пара $\lambda_{п}$ Молье рекомендует следующее выражение [1]:

$$\lambda_{п} = 594{,}7 + 0{,}477\, t_{п} - Zp_к, \qquad (223)$$

где $p_к$ — давление пара (ата);

Z — переменный коэффициент, выражаемый формулой

$$Z = \frac{10\,000}{427}\left[0{,}325\left(\frac{273}{273 + t_к}\right)^{\frac{10}{3}} - 0{,}001\right]. \qquad (224)$$

Величины Z и $\lambda_к$ могут быть прямо взяты из таблиц. Для влажного пара Молье дает формулу

$$\lambda_к = q_к + x(\rho + \psi), \qquad (225)$$

[1] См. также М. П. Вукалович. Термодинамические свойства водяного пара, 1951.

где ρ — внутренняя теплота парообразования, т. е. количество тепла, затрачиваемого на изменение физического состояния при превращении жидкости в пар;

ψ — внешняя теплота парообразования, т. е. количество тепла, затрачиваемого на работу увеличения объема при превращении жидкости в пар;

x — степень паросодержания, т. е. количество сухого насыщенного пара, содержащегося в 1 кг влажного пара.

Если, например, степень влажности пара выражается в 5%,

$$\text{то } x = 1 - 0{,}05 = 0{,}95. \tag{226}$$

Все величины, входящие в формулу (225), также могут быть взяты непосредственно из таблиц.

Помимо приведенных формул величины теплосодержания пара, а также целый ряд других величин, необходимых для котельных расчетов, чрезвычайно удобно находить при помощи диаграмм Молье; по I — P-диаграмме, в которой представлена зависимость между величиной абсолютного давления p для водяного пара и соответствующим его теплосодержанием; по I — S-диаграмме, дающей зависимость между теплосодержанием пара и его энтропией.

Теперь нам остается сказать несколько слов о методах определения величин A, h, a_i, x, t_u.

Вес питательной воды, поступившей во время опыта из тендера в котел, определяется путем измерения объема воды в тендере перед началом опыта и по окончании его; этот способ оказывается гораздо надежнее применения водомеров, не дающих на движущемся паровозе никакой гарантии в смысле исправности их работы.

Для определения уровня воды в тендере практика опытного исследования паровозов выработала весьма простое приспособление, представленное на фиг. 91.

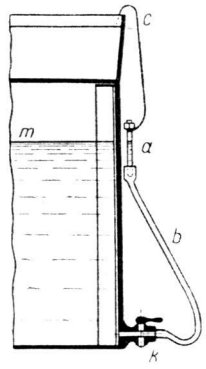
Здесь k — кран боковой стенки тендера, b — резиновая трубка, a — стеклянный наконечник, m — уровень воды, c — проволочный крючок для подвешивания трубки во время хода поезда. Для определения уровня воды в тендере достаточно открыть кран k и опускать наконечник a до тех пор, пока в нем не покажется вода.

Если бы такие замеры производились всегда только на строго горизонтальных участках пути, то для определения уровня воды достаточно было бы одной трубки; но так как замеры приходится делать и при наклонном положении тендера (как в продольном, так и в поперечном направлениях), то на тендере приходится ставить четыре трубки располагая их по углам.

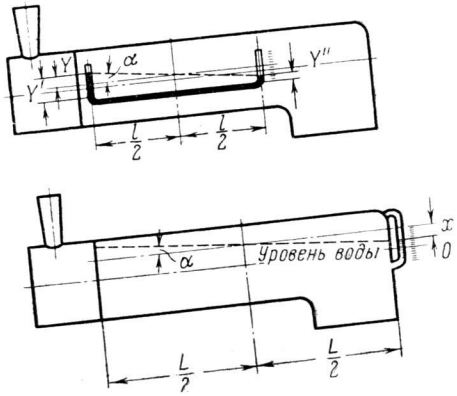
Для того чтобы от уровня перейти к весу воды, необходимо перед опытами произвести калибровку тендера.

Для этой цели тендер устанавливают предварительно по уровню вполне горизонтально; затем воду из него начинают спускать в мерный бачок, поставленный на платформу обыкновенных десятичных весов. После спуска каждых 100 кг воды уровень ее отмечают по каждой из четырех трубок и на стенках тендера наносят риски с указанием веса слитой воды.

Подобным же образом производится и калибровка котла, с той только разницей, что здесь нет надобности наносить рейки с делением по всей высоте, а лишь в пределах водомерного стекла.



Фиг. 91.



Фиг. 92.

Чтобы избежать ошибки в определении весового содержания воды в котле при нахождении паровоза на негоризонтальном пути, паровоз снабжается так называемым нивелиром, схема которого представлена на фиг 92.

U-образная трубка заполнена керосином (во избежание замерзания в зимнее время).

Пусть паровоз находится на уклоне, как это представлено на фиг. 92. Показание уровня в передней трубке нивелира Y', мм, в задней — Y'', мм; полуразность этих отсчетов $Y = \frac{Y' - Y''}{2}$ равна, как видно из фигуры, $Y = \frac{l}{2} \operatorname{tg} \alpha$, где α — угол наклона оси котла к горизонтали и l — длина нивелира. На нижней половине чертежа есть поправка показаний водомерного стекла, x, равная

$$x = \frac{L}{2} \operatorname{tg} \alpha = \frac{L \cdot 2Y}{2l} = Y \frac{L}{l}.$$

Пусть $l = 5000$ мм; $L = 7500$ мм; $Y' = 40$ мм; $Y'' = 14$ мм. Тогда

$$Y = \frac{40 - 14}{2} = 13 \text{ мм};$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2{,}13}{5000} = 0{,}0052$$

и, следовательно:

$$i = 5{,}2\%_0;$$

$$x = \frac{13 \cdot 7500}{5000} = 19{,}5 \text{ мм}.$$

Для учета потерь воды через вестовые трубы инжекторов она собирается в особые сосуды (ведра), приделанные к концам труб, а затем на стоянках взвешивается. Ввиду незначительности величины a_i можно определять ее приближенно по данным предварительного опыта на стоянке. Производя несколько (20—30) закачиваний, собирают воду, теряемую через вестовые трубы, в бак, который затем взвешивают; деля вес воды на число закачиваний, получаем потерю на одну закачку. Для определения a_i во время опыта остается только фиксировать число закачек каждым инжектором.

Влажность котлового пара определяется специальным прибором, так называемым калориметром; в последнее время распространением пользуется прибор Карпентера, основанный на принципе механического отделения примешанной к пару воды при крутых поворотах паровой струи внутри прибора. В СССР при производстве опытов над типами паровозов наряду с калориметром Карпентера применяется калориметр-бочка, работающий по принципу конденсации пара и точного измерения веса конденсата и выделившегося тепла. Этот прибор оказывается, видимо, самым надежным[1].

Температура перегретого пара измеряется в коллекторной коробке пароперегревателя при помощи пирометра или термометра.

В качестве примера подсчитаем полезное тепло для условий опытной поездки с паровозом серии $\text{П}^{\text{в}}$.

$$t_x = 0{,}894 \text{ часа};$$

количество воды в тендере перед началом опыта

$$A_0 = 21\,150 \text{ кг};$$

то же, по окончании опыта

$$A_1 = 16\,480 \text{ кг};$$

количество воды в котле перед опытом (с поправкой на уклон):

$$h_0 = 5440 \text{ кг};$$

то же, по окончании опыта

$$h_1 = 4780 \text{ кг};$$

---

[1] Отсутствие надежных сведений о влажности пара в паровозных котлах вносит большие затруднения как в процесс обработки опытного материала, так и в проектные расчеты. Можно рекомендовать принимать для рядовых поездных форсировок на воде среднего качества влажность котлового пара — 2—3%; при очень форсированной работе — до 4—5%.

потери на инжекторы и на охлаждение пирометров

$$a_i + a_p = 198 \text{ кг};$$

сумма потерь пара на форсунку, подогреватель, носос и сифон

$$\Sigma b = 456 \text{ кг};$$

котловое давление

$$p_к = 12{,}6 \text{ кг/см}^2;$$

паросодержание (среднее)

$$x_к = 0{,}90;$$

температура воды в тендере

$$\tau = 21°.$$

По таблице Молье находим для $p_к = 12{,}6$:

$$q_к = 192{,}2 \text{ ккал/кг};$$

$$r = 475{,}3 \text{ ккал/кг};$$

$$x_к r = 0{,}9 \cdot 475{,}3 = 427{,}8 \text{ ккал/кг};$$

$$\lambda_к = 192{,}2 + 427{,}8 = 620{,}0 \text{ ккал/кг};$$

$$Q_1 = \frac{(21\,150 - 16\,480 - 198 - 456)(620 - 21)}{0{,}894} +$$

$$+ \frac{(5440 - 4780)(620 - 192)}{0{,}894} = 3\,006\,600 \text{ ккал/час},$$

что составляет

$$\frac{3\,006\,600}{5\,029\,000} 100 = 59{,}8\% \text{ располагаемого тепла.}$$

Отношению полезного тепла к располагаемому, т. е. величине $\frac{Q_1}{Q_0}$, присвоен термин коэффициент полезного действия котла.

Глава XX

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПАРОВОЗНОГО КОТЛА. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОТЛА

Коэффициент полезного действия котла нетто

$$\eta_к^{\text{нетто}} = \frac{Q_1}{Q_0}; \tag{227}$$

к. п. д. котла брутто

$$\eta_к^{\text{брутто}} = \frac{Q_1 + Q_5}{Q_0}.$$

Другая форма выражения:

$$\eta_к^{\text{нетто}} = \frac{B_m (\lambda_п - \vartheta)}{B_h K_р^н};$$

$$\eta_к^{\text{брутто}} = \frac{B_m (\lambda_п - \vartheta) + (B_к - B_m)(\lambda_к - \vartheta)}{B_h K_р^н}.$$

Для рассматриваемого нами примера опытной поездки с паровозом серии $Н^В$ мы определили в предыдущих главах следующие величины:

располагаемое тепло

$$Q_0 = 50\,29\,000 \text{ ккал/час};$$

полезное тепло

$$Q_1 = 3\,006\,600 \text{ ккал/час};$$

тепловые потери в топке

$$Q_2 = 225\,500 \text{ ккал/час};$$

потеря тепла с уходящими газами

$$Q_3 = 957\,000 \text{ ккал/час}.$$

Потеря тепла, обусловливаемая служебным расходом пара, составляет

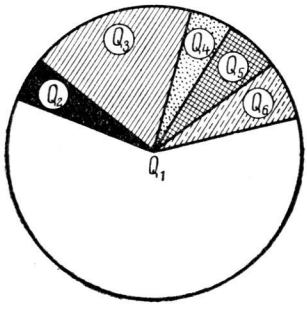
$$Q_5 = \frac{\Sigma_b (\lambda_к - \vartheta)}{t_к} = \frac{456\,(620 - 21)}{0{,}894} = 305\,500 \text{ ккал/час}.$$

Потерю на внешнее охлаждение можем подсчитать по формуле (214), беря коэффициент ψ равным (для изоляции среднего качества) 0,6. Замечая, что в данном случае

$$V = 81 \text{ км/час}, \quad t_к = 189°, \quad t_в = 23°, \quad H_0 = 45 \text{ м}^2,$$

находим

$$Q_4 = 0{,}6 \cdot 45\,(2{,}2 + 0{,}21 \cdot 86^{0{,}7})\,(189 - 23)^{4/3} = 205\,000 \text{ ккал/час}.$$



Фиг. 93.

Фиг. 93 представляет наиболее простой способ графического изображения теплового баланса парового котла.

Сводка теплового баланса котла для паровозов угольного (и дровяного) отопления существенно осложняется тем обстоятельством, что величина одной из тепловых потерь, а именно потери от механической неполноты сгорания, не поддается учету в условиях опытных поездок с паровозами.

Укажем на конкретном примере, как обходится это затруднение.

Берем данные одной из опытных поездок с паровозом серии $Э^Р$ на угольной смеси из 60% ПЖ + 40% Т:

$$B_h = 1527;\ CO_2 = 13{,}00\%;\ O_2 = 5{,}95\%;\ B_m = 8920 \text{ кг/час};$$

$$b_h = 400 \text{ кг/час};\ p_к = 15 \text{ ата};\ x_к = 0{,}98;\ T_з = 320°;$$

$$t_и = 338°;\ \tau = 15°;\ t_в = 8°;\ V = 33 \text{ км/час}.$$

Вычисляем следующие величины:

$$CO = 0{,}68\%;\ M = 4828\,\mu;\ N = 0{,}5199\,\mu;\ \lambda_и = 748{,}6;$$

$$\lambda_к = 661{,}1.$$

Подсчитываем составляющие теплового баланса:

$$Q_0 = 1527 \cdot 6690 = 10\,216\,000;$$

$$Q_1 = 8920\,(748{,}6 - 15) = 6\,544\,000;$$

$$Q_2' = 56{,}9 \cdot 70{,}5 \frac{0{,}68}{13{,}68} 1527\,\mu = 303\,000\,\mu;$$

$$Q_2'' = 10\,216\,000\,(1 - \mu);$$

$$Q_3 = 4828\,\mu \cdot 320 + 0{,}5199\,\mu \cdot 320^2 = 1\,598\,000\,\mu,$$

$$Q_4 = 0{,}5 \cdot 78\,(2{,}2 + 0{,}21 \cdot 33^{0{,}7})\,(197 - 8)^{4/3} = 195\,000;$$

$$Q_5 = 400\,(661{,}1 - 15) = 258\,000.$$

Составляем уравнение теплового баланса:

$$10\,216\,000 = 6\,544\,000 + 303\,000\,\mu + 10\,216\,000 - 10\,216\,000\,\mu + \\ + 1\,598\,000\,\mu + 195\,000 + 258\,000,$$

откуда

$$\mu = 0{,}8415,$$

а коэффициенты уравнения тепла:

$$M = 4828 \cdot 0{,}8415 = 4133;$$

$$N = 0{,}5199 \cdot 0{,}8415 = 0{,}445.$$

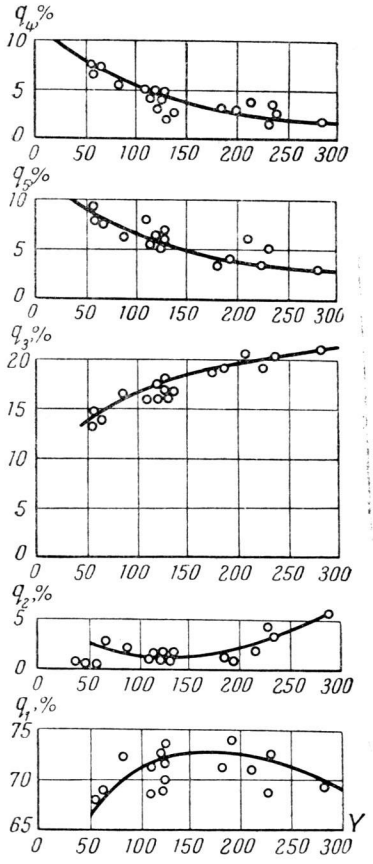
Подставляя найденное значение μ в выражения отдельных тепловых потерь, находим:

Q_0	= 10 216 000	ккал/час	— 100,0 %
Q_1	= 6 544 000	»	— 64,1 %
Q_2'	= 255 000	»	— 2,5 %
Q_2''	= 1 619 000	»	— 15,8 %
Q_3	= 1 345 000	»	— 13,2 %
Q_4	= 195 000	»	— 1,9 %
Q_5	= 258 000	»	— 2,5 %
ΣQ	= 10 216 000	ккал/час	— 100,0 %

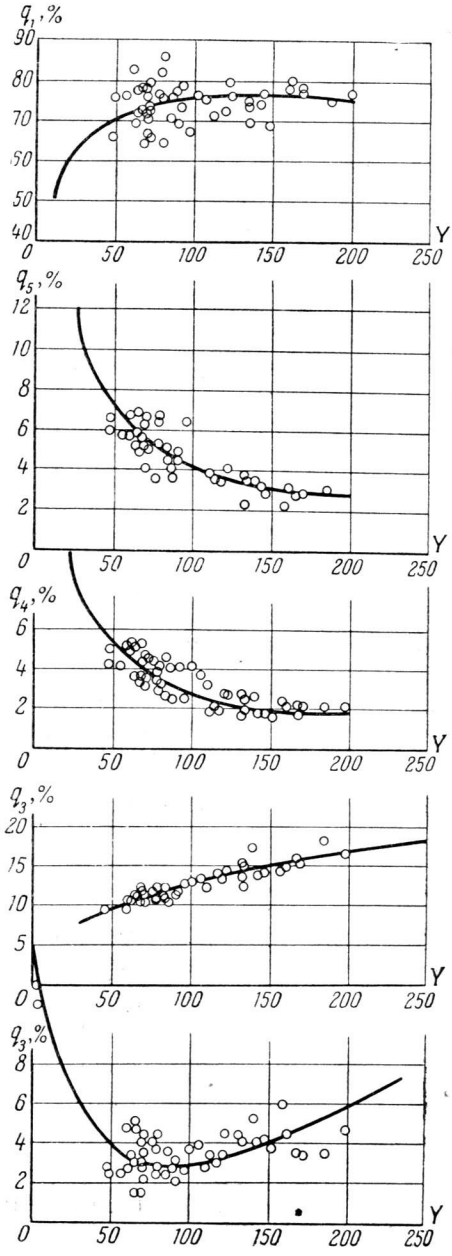
На фиг. 94 приведены материалы для составления теплового баланса котла паровоза серии $С^У$, полученные при обработке опытных данных. Здесь приведены в виде отдельных кружков величины как полезного тепла, так и отдельных тепловых потерь (в процентах от располагаемого

тепла), полученные при опытных поездках; эти потери отложены по оси ординат, по оси абсцисс отложены интенсивности горения.

На фиг. 95 и 96 построена сводная диаграмма теплового баланса котла паровоза серии $С^У$ при отоплении нефтью. Ординаты незаштрихованной площади дают полезное тепло: отрезки ординат следующих площадей — последовательно: служебные потери, потерю с уходящими газами, топочные потери (в данном случае только от химической непол-

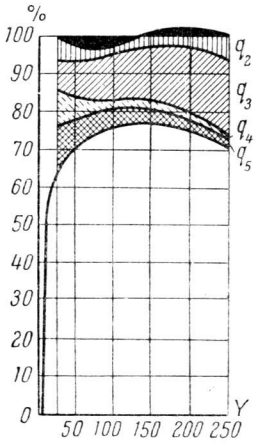


Фиг. 94.

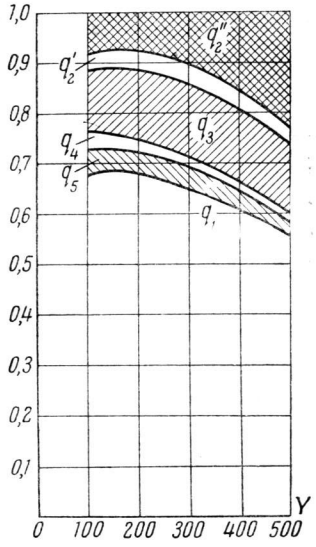


Фиг. 95. Диаграмма теплового баланса котла паровоза серии $С^У$ при отоплении нефтью.

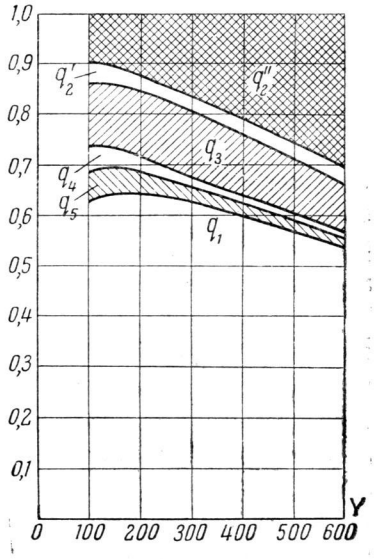
ноты сгорания), потерю на внешнее охлаждение котла; наконец, ординаты зачерненной площади дают так называемую невязку баланса,



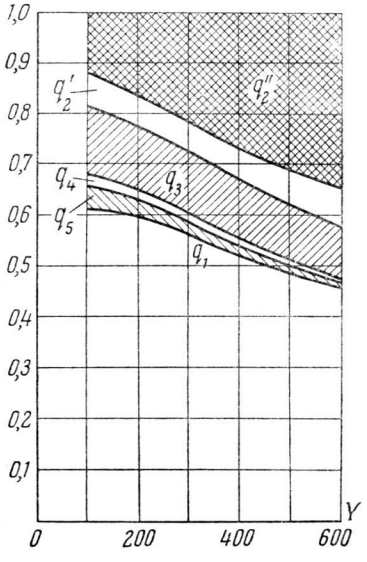
Фиг. 96. Сводная диаграмма теплового баланса котла паровоза серии $С^У$ при отоплении нефтью.



Фиг. 97. Сводная диаграмма теплового баланса котла паровоза серии СО при отоплении смесью углей ПЖ+ + АРШ (отопление вручную).



Фиг. 98. Сводная диаграмма теплового баланса котла паровоза серии ФД при отоплении смесью углей ПЖ + АРШ (отопление стокерное).



Фиг. 99. Сводная диаграмма теплового баланса котла паровоза серии ИС при отоплении смесью углей ПЖ + АРШ (отопление стокерное).

которая доходит до 10%, что указывает на наличие неучтенных при опыте потерь от недогорания углеводородов.

Подобная диаграмма имеет гораздо более общий характер, чем представленная на фиг. 93 для отдельного частного случая работы паровоза, и дает исчерпывающее представление о работе котла.

На фиг. 97, 98 и 99 даны диаграммы тепловых балансов котла для мощных паровозов — СО, ФД и ИС; из них первый отапливался вручную, второй и третий снабжены стокером. Угольные смеси для всех трех паровозов почти равноценны по качеству. Паровоз ФД со стокерным отоплением показал экономичность почти такую же, как и паровоз СО, отапливавшийся вручную; паровоз же ИС работал с сильно пониженным к. п. д. котла. Нам думается, однако, что этот ухудшенный к. п. д. паровоза серии ИС правильнее приписать не стокеру, а нерациональному режиму работы топки паровоза ИС: благодаря уменьшенному сечению конуса по сравнению с паровозом серии ФД. Топка паровоза ИС работала с ненормально большими α (от 1,4 до 1,8).

На фиг. 100 приведены кривые к. п. д. котла, полученные при опытах с товарным паровозом серии О на различном топливе: H — нефтяные остатки; $У_1$ — спекающийся донецкий уголь; $У_2$ — неспекающийся уголь; $Д$ — дрова с влажностью 25—30%.

При первом взгляде на эту сводную диаграмму может показаться, что дрова являются очень выгодным топливом с точки зрения реализации весьма высокого к. п. д. котла при больших интенсивностях горения. На самом деле это, конечно, далеко не так.

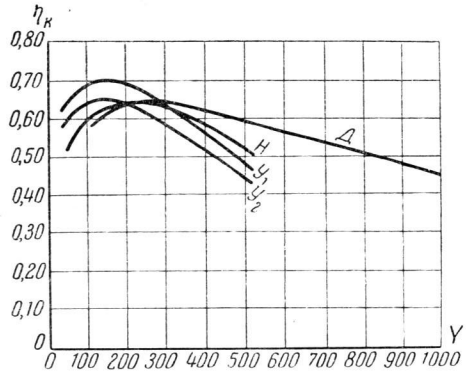
Дело в том, что с точки зрения реализации в паровых цилиндрах той или иной мощности, потребной для выполнения заданной внешней работы, решающим фактором является не интенсивность горения, а часовая производительность котла, т. е. количество килограммов пара, приготовляемого котлом в течение одного часа. Поэтому и сравнение величины к. п. д. котла для разного топлива правильнее выполнять при одной и той же часовой паропроизводительности. Такое сопоставление выполнено для этого же паровоза на фиг. 101.

Анализ кривых на фиг. 101 показывает, что при нормальной рабочей паропроизводительности котла, порядка 4000 кг/час, работа на дровах протекает при весьма низком к. п. д. котла (около 0,45); нефть же и лучшие сорта спекающихся углей позволяют поддерживать эту цифру равной 0,64.

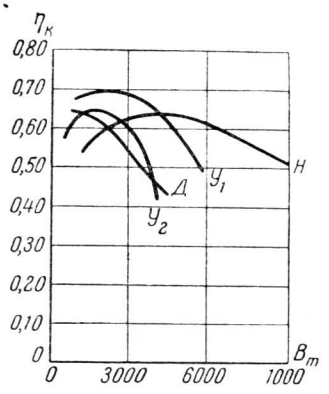
Диаграммы, подобные представленной на фиг. 101, имеют громадную ценность, давая возможность быстро ориентироваться в вопросах, связанных с переводом паровозов с одного вида топлива на другой. При подобного рода переменах в деле топливного снабжения железных дорог, вызываемых теми или иными экономическими соображениями, в первую очередь приходится решать весьма важный вопрос об установлении норм расхода нового сорта топлива.

Раньше за неимением достаточных данных этот вопрос решался грубо приближенно: принимали расходы топлива обратно пропорциональными теплотворным способностям. Рассмотрим метод решения поставленного вопроса на следующем примере.

Пусть дорога обслуживается паровозами серии О, причем средняя паропроизводительность котла, соответствующая принятому весу состава и средней технической скорости движения, равна B_m кг / час. Товарное движение переводится с нефти на дрова.



Фиг. 100.



Фиг. 101.

Называя для нефти через B_h, $K_р^н$ и $\eta_к$ соответственно средний часовой ее расход, соответствующий потребной паропроизводительности в B_m, низший предел теплопроизводительности и к. п. д. котла, имеем соотношение

$$B_h K_р^н \eta_к = B_m (\lambda_к - \vartheta),$$

выражающее условие равенства полезного тепла располагаемому, умноженному на к. п. д. котла.

Для дровяного отопления получаем соответственно

$$(B_h)_1 (K_р^н)_1 (\eta_к)_1 = B_m (\lambda_к - \vartheta).$$

Определяя из составленных уравнений величины расходов B_h и $(B_h)_1$, потребных для выполнения заданной перевозки, берем отношение этих величин

$$\frac{(B_h)_1}{B_h} = \frac{\eta_к}{(\eta_к)_1} \frac{K_р^н}{(K_р^н)_1}. \qquad (228)$$

Пусть $B_m = 3750$ кг / час, что соответствует средним условиям работы паровозов рассматриваемого типа, тогда из диаграммы на фиг. 101 находим:

для нефти

$$\eta_к = 0{,}64;$$

для дров

$$(\eta_к)_1 = 0{,}47.$$

Принимая $K_{\text{р}}^{\text{н}} = 10\,000$ и $(K_{\text{р}}^{\text{н}})_1 = 3000$ ккал/кг и подставляя эти цифры в формулу (228), находим

$$\frac{(B_h)_1}{B_h} = \frac{0{,}64}{0{,}47}\,\frac{10\,000}{3000} = 4{,}54.$$

Эта цифра может быть названа действительным эквивалентом нефтяного топлива по отношению к дровам средней влажности для паровозов серии О.

В заключение необходимо отметить, что расходные эквиваленты двух видов топлива могут оказаться различными для разных типов паровозов. Так, например, эквивалент нефти по отношению к дровам, подсчитанный по вышеприведенному методу для паровоза серии Э, оказывается равным 3,86. Объясняется это тем, что паровозы этого типа имеют площадь колосниковой решетки в 2,3 раза больше, чем паровозы серии О, что позволяет работать с меньшими интенсивностями горения; последнее обстоятельство чрезвычайно важно именно для низкосортного топлива в смысле повышения степени их использования.

Глава XXI

КРИВЫЕ ПАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ. ПОСТРОЕНИЕ ПРЕДПОЛОЖИТЕЛЬНЫХ КРИВЫХ ДЛЯ ПРОЕКТИРУЕМЫХ ПАРОВОЗОВ. НАИБОЛЬШИЕ ЗНАЧЕНИЯ ПАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ДЛЯ РАЗНЫХ ПАРОВОЗОВ И ВИДОВ ТОПЛИВА

Кривые к. п. д. дают наглядное представление об экономичности работы паровозного котла; вопрос же о реализуемой при этом мощности в смысле часовой паропроизводительности непосредственно этими диаграммами не выявляется, и решение его сопряжено с вспомогательными аналитическими подсчетами. Между тем с точки зрения эксплуатационной практики, стремящейся взять от паровоза все, что он может дать, этот второй вопрос является в большинстве случаев более существенным.

Этими соображениями и объясняется то обстоятельство, что $\eta_{\text{к}}$-диаграммы сравнительно слабо прививаются в расчетно-практической отрасли паровозной теплотехники, которая выработала взамен их другие диаграммы, более удобные для решения ряда практических задач, связанных с эксплуатацией паровозов.

Такими диаграммами являются кривые $Z_m = f(Y)$.

Величина полезного напряжения испаряющей поверхности нагрева котла — Z_m кг/м² час связана с часовой паропроизводительностью котла уравнением

$$B_m = Z_m H_{\text{к}}. \qquad (229)$$

Кривые $Z_m = f(Y)$ — параболического характера, обращены вогнутостью к оси абсцисс. Из соотношения

$$B_h K_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{к}} = B_m (\lambda_{\text{к}} - \vartheta); \tag{230}$$

заменяя $B_h = YR$ и $B_m = Z_m H_{\text{к}}$, получаем

$$Z_m = Y \eta_{\text{к}} \frac{R}{H_{\text{к}}} \frac{K_{\text{р}}^{\text{н}}}{(\lambda_{\text{к}} - \vartheta)}. \tag{231}$$

Таким образом, очертание кривой $Z_m = f(Y)$ зависит от:

1) геометрических размеров котла, а именно: от величины отношения площади колосниковой решетки R к испаряющей поверхности нагрева $H_{\text{к}}$;

2) теплопроизводительности топлива $K_{\text{р}}^{\text{н}}$;

3) состояния пара $\lambda_{\text{к}}$;

4) степени использования топлива $\eta_{\text{к}}$.

При этом значение интенсивности парообразования будет тем больше, чем больше величина $\frac{R}{H_{\text{к}}}$, чем лучше топливо и чем выше степень его использования; кроме того, при работе насыщенным (влажным) паром достигаются при прочих равных условиях большие значения Z_m, чем при перегретом.

На фиг. 102 приведены зависимости интенсивности парообразования от интенсивности горения, полученные из опытов с товарными паровозами серий О и Е при отоплении спекающимся донецким углем приблизительно одинакового качества; для первого паровоза отношение площади решетки к испаряющей поверхности нагрева составляет

$$\frac{1{,}85}{152{,}4} = \frac{1}{82{,}4};$$

для второго

$$\frac{5{,}98}{240{,}2} = \frac{1}{40{,}2}.$$

На фиг. 103 такое же сопоставление сделано для паровозов серий О^{в} и Э; оба паровоза — на нефтяном отоплении.

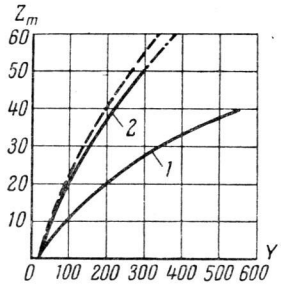
Если бы у обоих сравниваемых паровозов были в точности одинаковы величины к. п. д. котла и теплосодержания 1 кг пара, то, как показывает уравнение (231), величины Z_m для паровозов Е можно бы найти по таковым же для паровоза О, увеличивая эти последние в отношении

$$\frac{1}{40{,}2} : \frac{1}{82{,}4} = 2{,}05.$$

Полученные таким приближенным вычислением кривые нанесены на соответствующих планшетах пунктирными линиями и вполне, как видим,

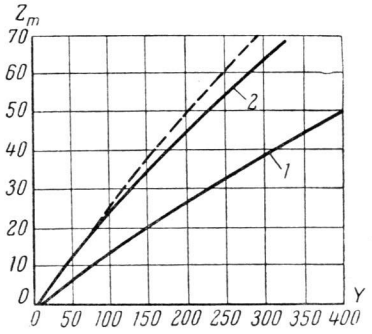
могут быть применены при всякого рода предварительных расчетах, так как получившиеся отклонения этих предположительных кривых от действительных не превышают 9—10%.

Указанный метод вычисления предположительных значений интенсивности парообразования для того или иного паровоза по данным непосредственного опыта с другим типом, но на том же самом топливе, имеет большое значение для теплового расчета паровозного котла. Способ этот в более общем виде основан на следующем. Обозначая



Фиг. 102.

1 — паровоз серии О;
2 — паровоз серии Е.



Фиг. 103.

1 — паровоз серии $О^{В}$;
2 — паровоз серии Э.

для построенного паровоза через Y_0, Z_0, $(\eta_к)_0$, λ, (R_0) и $(H_к)_0$ интенсивность горения, интенсивность парообразования, к. п. д., теплосодержание рабочего пара, площадь решетки и испаряющую поверхность нагрева, а для проектного паровоза те же факторы — через Y, Z_m, $\eta_к$, λ, R и $H_к$, имеем

$$Z_m = Y\eta_к \frac{R(K^н_р)_0}{H_к\lambda_к - \vartheta}$$

и

$$Z_0 = Y_0 (h_к)_0 \frac{R_0}{(H_к)_0} \frac{(K^н_р)_0}{(\lambda_к)_0 - \vartheta};$$

откуда

$$\frac{Z_m}{Z_0} = \frac{Y}{Y_0} \frac{\eta_к}{(\eta_к)_0} \frac{R}{R_0} \frac{(H_к)_0}{H_к} \frac{(\lambda_к)_0 - \vartheta}{\lambda_к - \vartheta}.$$

Полагая $\eta_к = (\eta_к)_0$ и сравнивая значения Z_m при одних и тех же значениях Y, т. е. считая $Y = Y_0$, находим

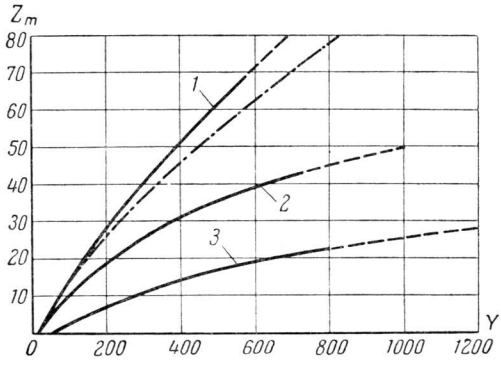
$$\xi = \frac{Z_m}{Z_0} = \frac{R}{R_0} \frac{(H_к)_0}{H_к} \frac{(\lambda_к)_0 - \vartheta}{\lambda_к - \xi}. \qquad (232)$$

Вычисляя по этой формуле величину переходного коэффициента ξ и изменяя в найденном отношении ординату кривой $Z_m = f(Y)$ построен-

ного паровоза, получаем ординаты аналогичной кривой для проектного паровоза.

Изложенный способ пользования опытными данными вполне допустим и дает достаточную степень точности для однотипных паровозов. Но при этом надо помнить, что распространять данные, полученные с одним сортом топлива, на другой — совершенно недопустимо, как это неоднократно подчеркивалось в предыдущем изложении.

На фиг. 104 приведены опытные данные о паропроизводительности поверхности нагрева котла товарного паровоза серии О^{В} на различных сортах топлива. В предположении совершенно одинаковой степени использования нефти и дров кривая при нефтяном отоплении получилась бы путем увеличения ординат кривой при дровяном отоплении в отношении теплотворных способностей, т. е. $\frac{10\,000}{3000}$ (пунктирная кривая), что дает отклонение от действительности на 15—20%.



Фиг. 104. Паропроизводительность поверхности нагрева котла паровоза серии О^{В} при отоплении различными сортами топлива:
1 — нефть; *2* — донецкий уголь; *3* — дрова ($w = 25\%$).

В начале настоящей главы, говоря об изобразительных свойствах кривых $\eta_к = f(Y)$ и $Z_m = \varphi(Y)$, мы упомянули, что диаграммы этого последнего типа дают наглядное представление лишь о мощности котла и не характеризуют экономичность его работы в смысле процентного отношения использованной энергии к располагаемой.

Из уравнения (231) следует, что при отсутствии каких бы то ни было тепловых потерь в рабочем процессе котла та наибольшая интенсивность парообразования, которая была бы реализована при этих идеальных условиях, выразилась бы через

$$\max Z_m = Y \frac{R}{H_к} \frac{K^{н}_{р}}{\lambda_к - \vartheta}. \qquad (233)$$

Ввиду того что все факторы, входящие в правую часть написанного выражения, кроме Y, суть величины постоянные (для данного паровоза), кривая $\max Z_m = f_1(Y)$ обращается в прямую, проходящую через начало координат, построение которой может быть выполнено без всяких затруднений для любого паровоза. Сказанное о форме этой кривой в полной мере справедливо лишь для паровозов, работающих насыщенным паром, теплосодержание которого может быть принято приблизительно постоянным. Что же касается перегревных паровозов, то здесь, как

увидим впоследствии, температура перегрева, а следовательно, и величина $\lambda_к$ резко возрастают с увеличением Y; благодаря этому свойству диаграмма наибольших Z_m выразится уже не прямой линией, а некоторой пологой кривой, обращенной вогнутостью к оси Y.

Это будет некоторая кривая Oa (фиг. 105). Если для того же самого паровоза кривая Oe представляет диаграмму изменения действительных величин интенсивности парообразования соответственно уравнению

$$Z_m = Y\eta_к \frac{R}{H_к} \frac{K^н_р}{\lambda_к - \vartheta}, \qquad (234)$$

то, очевидно, отношение ординат этих двух кривых выражает не что иное, как к. п. д. котла, так как, деля уравнение (234) на уравнение (233), получим

$$\frac{Z_m}{Z_{max}} = \frac{Y\eta_к \frac{R}{H_к} \frac{K^н_р}{\lambda_к - \vartheta}}{Y \frac{R}{H_к} \frac{K^н_р}{\lambda_к - \vartheta}} = \eta_к.$$

Такая комбинированная диаграмма, состоящая из кривой изменения действительных реализуемых Z_m и прямой наибольших Z_m, достигаемых в идеале, дает нам одновременное представление как о мощности котла, так и об его экономичности.

Идя далее по пути развития указанного метода, предполагаем, что из всех тепловых потерь имеет место только внешнее охлаждение котла; в этом случае могли бы быть реализованы значения Z_m, выражаемые уравнением

$$Z'_m = \frac{YRK^н_р - Q_4}{H_к(\lambda_к - \vartheta)},$$

или в графической форме — кривой Ob (фиг. 105). Таким образом, ординаты, заключенные между Oa и Ob, показывают относительное уменьшение мощности котла вследствие потерь на внешнее охлаждение.

При наличии потерь на внешнее охлаждение и на химическую и механическую неполноту сгорания и при отсутствии остальных потерь можно было бы реализовать

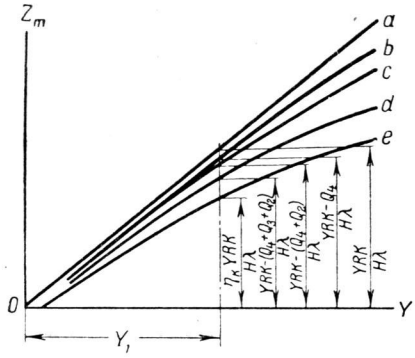
$$Z''_m = \frac{YRK^н_р - (Q_4 + Q_2)}{H_к(\lambda_к - \vartheta)},$$

что дает ограничивающую кривую Oc, причем отрезки ординат между Ob и Oc будут, очевидно, характеризовать влияние топочных потерь.

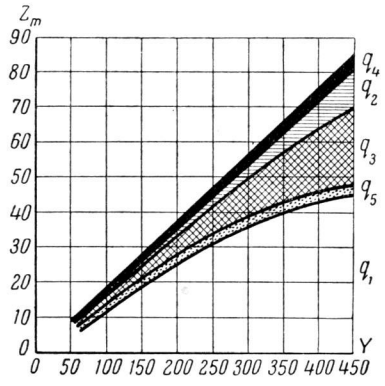
Добавляя к предыдущим потерям потерю с уходящими газами, получаем уравнение

$$Z'''_m = \frac{YRK^{н}_{р} - (Q_4 + Q_2 + Q_3)}{H_к(\lambda_к - \vartheta)};$$

дающее возможность нанести кривую Od.



Фиг. 105.



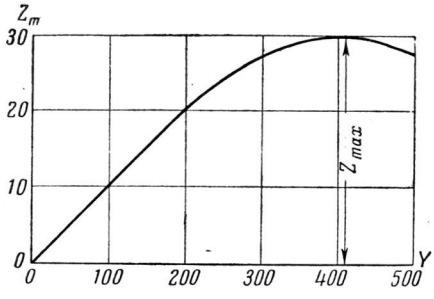
Фиг. 106.

Наконец, вводя в расчет и служебные потери, имеем

$$Z''''_m = \frac{YRK^{н}_{р} - (Q_4 + Q_2 + Q_3 + Q_5)}{H_к(\lambda_к - \vartheta)} = \frac{\eta_к YRK^{н}_{р}}{H_к(\lambda_к - \vartheta)};$$

$$[YRK^{н}_{р} - (Q_4 + Q_2 + Q_3 + Q_5)] = Q_0 - (Q_4 + Q_2 + Q_3 + Q_5) =$$
$$= Q_1 = \eta_к Q_0 = \eta_к YRK^{н}_{р},$$

что дает уже известную нам кривую действительных интенсивностей парообразования Oe. В таком окончательном виде диаграмма, представленная на фиг. 106 (или для конкретного примера паровоза серии O^{0} на нефтяном отоплении — на фиг. 107), является вполне универсальной, давая наглядное и исчерпывающее представление о мощности котла, об его экономичности и о количественном распределении отдельных тепловых потерь.



Фиг. 107.

Изучая очертание кривых $Z_m = f(Y)$, видим, что по мере увеличения интенсивности горения возрастание Z_m становится все более и более медленным. В некоторых случаях кривая проходит через максимум в пределах практически достижимых значений y, как это видно из графика на фиг. 107, относящегося к отоплению паровоза серии Щ слабоспекающимся углем.

Картина работы этого паровоза является показателем неправильных, старых методов отопления. Современная методика отопления указывает нам, что на любых углях и их смесях можно реализовать высокие форсировки котла. Перелом кривой $Z_m = f(Y)$ на графике (фиг. 107) является лишь показателем неприспособленности бригады к отоплению данного паровоза.

Все сказанное приводит к выводу, что на угольном отоплении должен существовать практический предел часовой загрузки топлива вручную, обусловливающий, конечно, и практический предел паропроизводительности; опыты над типами паровозов железных дорог СССР показали, что эта цифра — около 2500—3000 кг/час.

В табл. 19 приведены данные практически достижимых значений Z_m для наиболее распространенных товарных паровозов железных дорог СССР.

Таблица 19

Серия паровоза	Площадь решетки R, м²	Исправляющая поверхность нагрева $H_к$, м²	Расчетное значение Z_m, кг/м² час	
			спекающиеся угли	неспекающиеся угли
$О^В$	1,85	152,4	32—35	30—32
Щ	2,8	206,1	35—40	32—35
$Э^У$, $Э^М$	4,46	194,4	50	45
$Е^Ф$	6,0	240,2	55—60	50—55
ФД, ИС	7,0	295,0	60—70	55—60
СО	6,0	229,0	55—60	—

Глава XXII

ВЫБОР ВЕЛИЧИНЫ РАСЧЕТНОГО ПАРОНАПРЯЖЕНИЯ КОТЛА

Величина $Z_к$ хотя бы и на данном определенном топливе есть понятие фиктивное, совершенно не характеризующее действительных условий работы паровозного котла. На одном паровозе данная величина паронапряжения достигается вполне свободно в повседневных условиях его работы; для другого при этом же сорте топлива она является уже рекордной или даже практически недостижимой.

Для примера сравним два паровоза нашего паровозного парка: четырехосный компаунд-паровоз $О^В$ и шестиосный «Декапод» серии $Е^Ф$. На первом паровозе при отоплении лучшими сортами донецких углей можно снимать 35 кг/м² час, в то же время «Декапод» даже на значительно худшем угле свободно дает паросъем 50—55 кг/м² час.

На паровозах 1-5-1 серии ФД бригады свободно получают $Z_к$ порядка 60—80 кг/м² час, что не является пределом.

Все дело здесь в величине отношения испаряющей поверхности нагрева котла к площади колосниковой решетки в способе отопления (вручную или при помощи стокера) и в навыках бригады.

Вот эти-то соотношения между величиной $Z_к$ и отношением $\frac{H_к}{R}$ мы и попытаемся установить.

Рассмотрим случай работы паровоза на донецком угле марки ПЖ следующего состава: $C = 73{,}0\%$; $H = 4{,}3\%$; $O = 2{,}5\%$; $N = 1{,}0\%$; $S = 1{,}7\%$; $W = 4{,}0\%$; $A = 13{,}5\%$; $\beta_0 = 0{,}13$.

Теплотворная способность рабочего топлива

$$K_р^н = 7100 \text{ ккал / кг}.$$

Пусть условия работы угольной топки характеризуются следующими цифрами:

$$\alpha = 1{,}5;\ CO = 1{,}5\%.$$

Тогда из основных уравнений сгорания находим

$$CO_2 = 10{,}67\%;\ O_2 = 7{,}84\%.$$

Далее имеем

$$G_b c = 3{,}645;\ G_b \delta = 0{,}000383.$$

Рассматривая в дальнейшем четыре варианта работы паровозного котла при напряжениях колосниковой решетки $Y = 200$, 300, 400 и 600 кг / м² час, подсчитываем потери от провала и уноса угля (глава VI).

$$(q_2'')_{Y200} = 10{,}6\%;$$

$$(q_2'')_{Y300} = 13{,}6\%;$$

$$(q_2'')_{Y400} = 17{,}9\%;$$

$$(q_2'')_{Y600} = 30{,}6\%.$$

Потеря от химического недогорания q_2' (формула 61), для выбранных форсировок, соответственно составит: 6,4; 6,2; 5,9 и 5,0%.

Подсчитанные значения температур уходящих газов $T_з$ и потерь тепла с уходящими газами $q_з$

$$q_з = \frac{G_b c T_з + G_b T_з^2}{7100} 100\ \%$$

для различных Y и $\frac{H}{R}$ приведены в табл. 20[1].

Таблица 20

$\frac{H}{R}$	Y=200		Y=300		Y=400		Y=600	
	$T_з$, °C	$q_з$, %	$T_з$, °C	$q_з$, %	$T_з$, °C	$q_з$, %	$T_з$, °C	$q_з$, %
80	338	16,1	370	17,9	392	17,2	414	15,4
60	363	17,3	397	18,3	419	18,4	440	16,4
40	400	19,1	434	20,1	454	20,0	474	17,7

[1] При неизменной длине трубчатой части котла.

Потеря на наружное охлаждение котла

$$q_4 = \frac{\psi (2{,}2+0{,}21V^{0,7})(t_к - t_в)^{4/3} H_0}{YRK_р^н} 100,$$

где V — скорость хода паровоза в км / час;

H_0 — наружная поверхность котла (без дымовой коробки) в м². Принимаем

$$V = 20 \text{ км / час}; \; t_к = 190°; \; t_b = 0; \; \psi = 0{,}6.$$

После подстановки, умножая числитель и знаменатель на H, находим

$$q_4 = \frac{0{,}6\,(2{,}2 + 0{,}21 \cdot 20^{0,7}) 190^{4/3} 100}{7100Y} \frac{H_0}{H} \frac{H}{R} = 36 \frac{1}{Y} \frac{H_0}{H} \frac{H}{R}.$$

Величина $\frac{H_0}{H}$ может быть принята для паровозных котлов равной 0,28; тогда

$$q_4 = \frac{10}{Y} \frac{H}{R}.$$

Зная теперь все отдельные потери, можем подсчитать и величину к. п. д. котла (брутто):

$$\eta_к = \frac{100 - (q_2' + q_2'' + q_3 + q_4)}{100}.$$

Значения q_4 и $\eta_к$ сведены в табл 21.

Таблица 21

$\frac{H}{R}$	Y=200		Y=300		Y=400		Y=600	
	q_4, %	$\eta_к$, %	q_4, %	$\eta_к$, %	q_4, %	$\eta_к$, %	q_4, %	$\eta_к$, %
80	4,0	62,9	2,7	59,7	2,0	57,0	1,3	47,7
60	3,0	62,6	2,0	59,4	1,5	56,3	1,0	47,0
40	2,0	61,8	1,3	58,8	1,0	55,2	0,7	46,0

$$\eta_к = \frac{Z_{кн} 640 H}{YRK_р^н},$$

находим $Z_{кн}$ — паронапряжение поверхности нагрева, выраженное в килограммах нормального пара ($\lambda_н = 640$ ккал / кг),

$$Z_{кн} = Y\eta_к \frac{7100}{640 \frac{H}{R}}.$$

Цифровые данные о величине $Z_{кн}$ сведены в табл. 22.

Таблица 22

$\frac{H}{R}$	Y=200	Y=300	Y=400	Y=600
	$Z_{кн}$, кг/м² час			
80	17,5	24,8	31,6	39,7
60	23,2	33,2	41,7	52,5
40	34,3	48,9	61,2	76,6

Таким образом, мы видим, что, уменьшая вдвое полную поверхность нагрева котла H при неизменной величине R площади колосниковой решетки, автоматически получаем почти вдвое большие величины среднего паронапряжения поверхности нагрева при самом незначительном понижении экономичности работы котла (т. е. его к. п. д.).

Таким образом, применять даже значительное уменьшение поверхности нагрева котла, если этого требуют весовые или габаритные соображения, вполне допустимо.

Задаваясь величиной отношения пароперегревательной поверхности $H_{п}$ к испаряющей поверхности $H_{к}$

$$\frac{H_{п}}{H_{к}} = 0{,}33$$

и принимая температуры перегрева пара при различных форсировках по опытным данным с паровозом серии $С^{У}$, обладающим как раз вышеуказанной величиной отношения $\frac{H_{п}}{H_{к}}$, имеем при температуре подогрева воды $\vartheta = 90°$:

$$\eta_{к} = \frac{Z_{к} H_{к} (\lambda_{п} - \vartheta)}{YRK_{р}^{н}} = \frac{Z_{к} H_{к} (\lambda_{п} - 90)}{YR\,7100},$$

откуда

$$Z_{к} = Y\eta_{к} \frac{7100}{(\lambda_{п} - 90)\frac{H_{к}}{R}}, \tag{235}$$

$$\frac{H}{R} = \frac{H_{к}}{R} + \frac{H_{п}}{R} = \frac{H_{к}}{R} + \frac{H_{п}}{H_{к}}\frac{H_{к}}{R} = \frac{H_{к}}{R} + \frac{1}{3}\frac{H_{к}}{R} = \frac{4}{3}\frac{H_{к}}{R};$$

после этого находим

$$Z_{к} = Y\eta_{к} \frac{7100}{(\lambda_{п} - 90)\frac{3}{4}\frac{H}{R}}. \tag{236}$$

Значения температуры перегретого пара $t_п$ и теплосодержания $\lambda_п$ приведены в табл. 23.

Таблица 23

$Z_к$	20	30	40	50
$t_п$	330	355	369	378
$\lambda_п$	744,4	757,5	765,2	770,0

Значения величины полного паронапряжения поверхности нагрева котла $Z_к$ находятся методом попыток. Пусть, например, мы хотим определить $Z_к$ для угольного отопления при $Y = 300$ и $\frac{H}{R} = 60$. Из предыдущих таблиц имеем $\eta_к = 0{,}599$.

Задаваясь $Z_к = 35$, путем интерполяции данных табл. 23 находим: $t_п = 362°$, $\lambda_п = 762$ ккал / кг. Из формулы (236) определяем $Z_к$:

$$Z_к = 300 \cdot 0{,}599 \frac{7100 \cdot 4}{(762 - 90)\, 60 \cdot 3} = 42{,}18 \text{ кг / м}^2 \text{ час},$$

что значительно разнится от принятой ранее цифры 35. Задаемся поэтому $Z_к = 42$; имеем

$$t_п = 372°; \quad \lambda_п = 767 \text{ ккал / кг};$$

$$Z_к = 300 \cdot 0{,}599 \frac{7100 \cdot 4}{(767 - 90)\, 60 \cdot 3} = 41{,}87 \text{ кг / м}^2 \text{ час}.$$

Подсчитанные таким путем значения $Z_к$ для разных $\frac{H}{R}$ и Y при угольном отоплении приводим в табл. 24.

Таблица 24

Топливо — уголь марки ПЖ

		Y=200	Y=300	Y=400	Y=600
$\frac{H}{R} = 80$	$\eta_к$	0,629	0,579	0,570	0,477
	$\lambda_п$	749	758	764	767
$\frac{H_к}{R} = 60$	$t_п$	338	357	369	376
	$Z_к$	22,6	31,7	40,0	50,0
$\frac{H}{R} = 60$	$\eta_к$	0,627	0,599	0,563	0,470
	$\lambda_п$	756	767	769	774
$\frac{H_к}{R} = 45$	$t_п$	353	372	378	384
	$Z_к$	29,6	41,9	52,3	65,0
$\frac{H}{R} = 40$	$\eta_к$	0,618	0,588	0,552	—
	$\lambda_п$	766	770	774	—
$\frac{H_к}{R} = 30$	$t_п$	372	380	383	—
	$Z_к$	43,4	61,4	76,4	—

На фиг. 108 дано сопоставление полученной расчетным путем кривой (табл. 24; $Y = 300$) с данными непосредственных опытов с паровозами на угольном отоплении (табл. 25).

Таблица 25

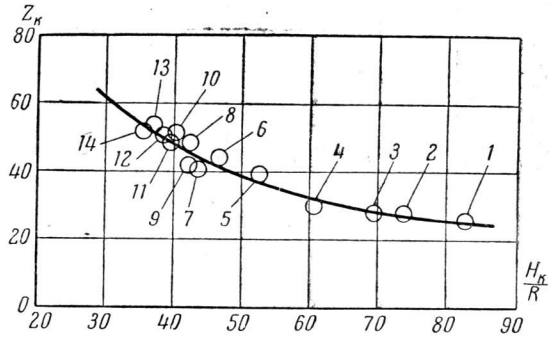
	Серия паровоза													
	$О^в$	Щ	$О^п$		Ч	Э	М	$ФД_с$	ИС	$Е^Ф$	$Э^Р$	СО	2-3-2	$ФД_щ$
$\frac{H_к}{R}$	82,7	73,6	69,3	60,4	52,3	46,3	43,3	42,1	42,1	40,0	39,3	38,3	36,8	35,3
$Z_к$	27,3	28,0	30,0	32,5	40,0	45,0	41,0	44,0	38,0	52,5	45,7	48,0	49,0	46,5
$K^н_р$	7 600	7 100	7 600	7 600	7 200	7 200	7 600	6 400	6 400	7 200	6 550	6 700	6 400	6 300
$Z'_к$	25,2	27,6	27,6	30,0	38,9	43,8	40,7	48,1	41,6	51,1	48,9	50,2	53,6	51,7

Совпадение, как видим, получается вполне удовлетворительное, что дает право рекомендовать полученные по данным табл. 24 кривые как расчетные (фиг. 109).

Во второй горизонтальной графе табл. 25 приведены фактические паронапряжения $Z_к$, полученные при опытах; в третьей графе — цифры теплотворной способности угля, на котором паровоз испытывался; в последней графе даны приведенные значения $Z'_к$ к условному углю 7000 ккал/кг, полученные пересчетом

$$Z'_к = Z_к \frac{K^н_р}{7000}.$$

Эти пересчитанные значения для $Y = 300$ и даны на фиг. 108.



Фиг. 108.

1 — паровоз серии $О^в$; *2* — серии Щ; *3* — серии $О^п$; *4* — серии $Щ^п$; *5* — серии $Ч^ч$; *6* — серии Э; *7* — серии М; *8* — серии $ФД_с$; *9* — серии ИС; *10* — серии $Е^Ф$; *11* — серии $Э^Р$; *12* — серии СО; *13* — серии 2-3-2; *14* — серии $ФД_щ$ (см. табл. 25)

Для более грубой ориентировки в вопросе о величине полезного паросъема Z_m можно руководствоваться следующими исходными данными. Имеем зависимость

$$Z_m = Y \eta_к^{\text{нетто}} \frac{R}{H_к} \frac{K^н_р}{\lambda_{ü} - \vartheta}. \qquad (237)$$

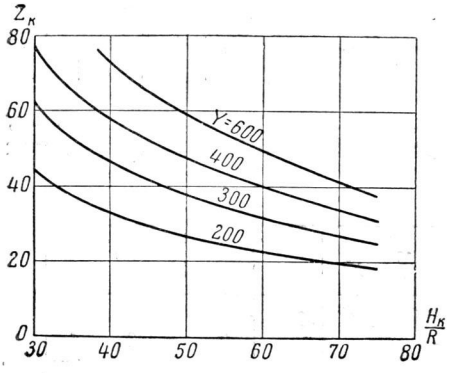
Задаваясь для донецких углей $K^н_р = 7000$, для температур перегрева пара $350 \div 370°$, $\lambda_{ü} = 750$ и для подогрева питательной воды $\vartheta = 90°$, имеем

$$Z_m = 10{,}6\,(Y\eta_к)\frac{R}{H_к}.$$

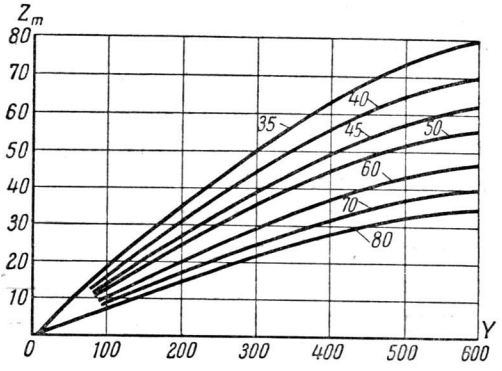
Из паспортов паровозов серий ФД и ИС имеем в среднем для донецких углей и их смесей данные, приведенные в табл. 26.

Таблица 26

Y	200	300	400	500	600
$\eta_к$	0,58	0,55	0,52	0,49	0,45
$Y\,\eta_к$ . . .	116	165	208	240	270



Фиг. 109.



Фиг. 110. Полезное паронапряжение испаряющей поверхности нагрева паровозного котла при отоплении донецкими углями ($К^{н}_{р}$ = 7000 ккал/кг; $t_{й} = 360°$; $\vartheta = 90°$).

Цифры на кривых обозначают величину отношения $\frac{H_к}{R}$

На основании данных табл. 26 и предыдущего уравнения составлены табл. 27 значений величины Z_m и график на фиг. 110.

Таблица 27

$\frac{H_к}{R}$	Y, кг/м²час				
	200	300	400	500	600
35	35	50	63	74	80
40	31	44	55	65	70
45	27	39	49	57	62
50	35	35	44	52	56
60	20	29	37	43	47
70	17	25	31	37	40
80	15	22	27	32	35

Данные табл. 27 позволяют с достаточной для практических целей степенью точности оценить ожидаемые форсировки котла для любого паровоза и находятся в полном соответствии с теми показателями работы паровоза, которые мы имеем у наших передовых машинистов[1].

Глава XXIII

ЗАЕМ У КОТЛА, ЕГО РАЗМЕРЫ И ЭФФЕКТ

При работе паровоза на низкосортном топливе (многозольные бурые угли, сырые дрова и т. п.) прохождение тяжелых участков профиля пути происходит, как правило, с «займом» у котла.

Смысл этого займа заключается в том, что за короткий промежуток времени прохождения трудного участка профиля котел испаряет прежде всего часть своего водяного запаса, т. е. воду, уже нагретую ранее до температуры кипения, поэтому котел получает возможность кратковременно давать повышенную паропроизводительность без увеличения количества сжигаемого в единицу времени горючего, которое на трудных участках профиля уже доведено до предельно возможного (при низком качестве топлива).

Максимальный заем у котла соответствует весу слоя воды в котле в пределах водомерного стекла от нулевого деления стекла (наинизший допускаемый уровень воды в котле) до 15 см (приблизительно $^3/_4$ высоты стекла); с более высоким уровнем в котле выезжать на тяжелый перегон не рекомендуется во избежание уноса воды в элементы пароперегревателя и сильного увлажнения рабочего пара.

Вес этого наибольшего займа подсчитывается по калибровочной котловой кривой или, при отсутствии таковой, — по рабочему чертежу котла.

Максимальный тепловой эффект котла лимитируется количеством и качеством горючего, сжигаемого в топке в единицу времени. При механизированном процессе подачи топлива в топку этот предел утрачивает свое реальное значение, при ручной же загрузке топки и при низком качестве топлива вопрос этот становится весьма острым.

Пусть B_h есть тот предельный вес топлива (угля или дров), который кочегар может забросить в топку в течение 1 часа напряженной работы; подсчитывая соответствующее этому весу наибольшее возможное напряжение колосниковой решетки Y, находим по кривой $Z_m = f(Y)$ величину наибольшего удельного паросъема Z_m, а следовательно, и максимальную часовую паропроизводительность котла B_m; по кривой $t_{\ddot{u}} = f(Z_m)$ находим соответствующую температуру перегрева пара $t_{\ddot{u}}$ для данного

[1] Подробно о влиянии повышенных форсировок на показатели работы паровоза серии ФД изложено в статье автора «Что может дать паровоз ФД при кривоносовских методах работы». Труды МЭМИИТ, вып. XXVIII, 1936.

паровоза, топлива и форсировки, а следовательно, и величину теплосодержания 1 кг рабочего пара—$\lambda_{\ddot{u}}$.

После этого, обозначая через з вес займа из котла, X — вес тендерной воды, испаряемой котлом за время езды с займом, и $t_з$ — время хода с займом у котла, имеем:

$$t_з Q_1 = з(\lambda_{\ddot{u}} - q_к) + X(\lambda_{\ddot{u}} - \tau), \tag{238}$$

где

$$Q_1 = Z_m H_к (\lambda_{\ddot{u}} - \tau).$$

Определяем из (238) величину X:

$$X = t_з B'_m - з\frac{\lambda_{\ddot{u}} - q_к}{\lambda_{\ddot{u}} - \tau}. \tag{239}$$

Полное количество приготовленного на перегоне машинного пара за $t_з$ часов работы:

$$B = t_з B'_m = X + з,$$

откуда

$$B_m = \frac{X + з}{t_з} = B_m + \frac{з}{t_з}\frac{q_к - \tau}{\lambda_{\ddot{u}} - \tau}, \tag{240}$$

$$Z'_m = \frac{B'_m}{H_к} = Z_m + \frac{з}{t_з H_к}\frac{q_к - \tau}{\lambda_{\ddot{u}} - \tau}.$$

$$\Delta Z\,\% = \frac{Z'_m - Z_m}{Z_m}100 = \frac{100}{t_з}\frac{з}{B_m}\frac{q_к - \tau}{\lambda_{\ddot{u}} - \tau}. \tag{241}$$

Предельно малое время, в течение которого максимальный заем у котла может быть использован при заданных темпах загрузки топлива, определяется из условия

$$X = 0$$

и составляет

$$\min t_з = \frac{з}{B_m}\frac{\lambda_{\ddot{u}} - q_к}{\lambda_{\ddot{u}} - \tau}.$$

Использование займа в еще меньший промежуток времени было бы возможно (при заданных темпах работы кочегара) только за счет падения давления пара в котле, т. е. было бы неизбежно сопряжено с резко прогрессирующим падением мощности паровоза.

Проследим на примере паровоза серии Э^м при отоплении его дровами свежей рубки (влажность 50%), какой эффект может дать заем у котла.

Хронометрирование процесса загрузки топки сырыми метровыми поленьями при весе полена от 12 до 17 кг показало, что при работе одного кочегара (без подавальщика) на загрузку такого полена затрачивается в среднем около 6 сек.

На загрузку партии из n поленьев и последующую передвижку кладем:

$$6n + 6n = 12n \text{ сек}.$$

Принимая вес одного полена в 15 кг, подсчитываем:

$$\max B_h = 15n\frac{3600}{12n} = 4500 \text{ кг/час};$$

$$\max Y = \frac{\max B_b}{R}\frac{4500}{4{,}46} = 1009 \text{ кг/м}^2\text{час}.$$

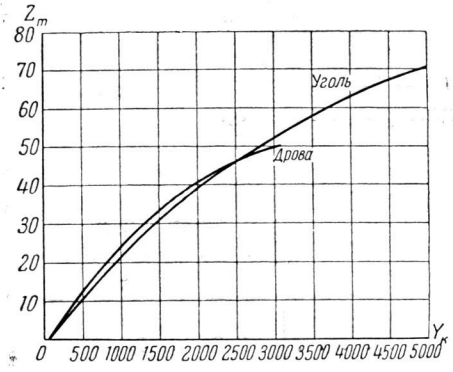
Теплопроизводительность дров при $W = 50\,\%$ составляет

$$K_{\text{р}}^{\text{н}} = 1900 \text{ ккал/кг};$$

$$Y_{\text{к}} = 1009 \cdot 1{,}9 = 1917.$$

Из фиг. 111 находим:

$$Z_m = 39{,}5 \text{ кг/м}^2\text{час}.$$



Фиг. 111.

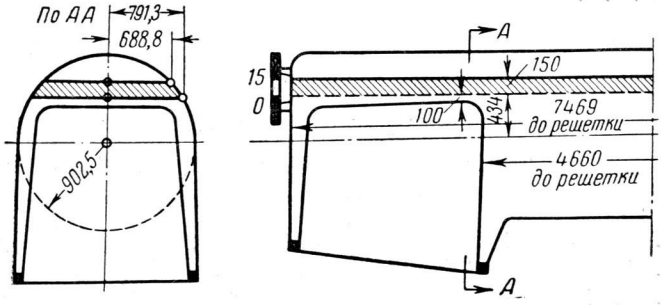
$B_m = 39{,}5 \cdot 195{,}2 = 7\,710$; для этой форсировки была получена при опытах температура перегретого пара $t_{\text{п}} = 268°$

$$\lambda_{\text{п}} = 711{,}2; \quad q_{\text{к}} = 200{,}7; \quad \tau = 10.$$

Объем водяного слоя в котле, подлежащий испарению в качестве займа у котла, подсчитываем по схематическому чертежу (фиг. 112), заимствованному из альбома рабочих чертежей котла паровоза серии Э^{м}:

$$V = 7{,}469 \cdot 2\frac{0{,}7913 + 0{,}6888}{2}0{,}15 = 1{,}658 \text{ м}^3.$$

Соответствующий вес составляет около 1658 кг.



Фиг. 112.

По кривой калибровки котла этот вес определился в 1630 кг, каковую цифру и принимаем окончательно в качестве наибольшего допустимого займа у котла:

$$з = 1630 \text{ кг}.$$

$$X = t_з \cdot 7710 - 1630\frac{711{,}2-200{,}7}{711{,}2-10} = 7710\,t_з - 1187;$$

$$B = 7710\,t_з + 443{,}3;$$

$$B'_m = 7710 + \frac{1630}{t_з}\frac{200{,}7-10}{711{,}2-10} = 7710 + \frac{443{,}3}{t_з},$$

$$Z'_m = \frac{B'_m}{195{,}2} + 39{,}5 + \frac{2{,}271}{t_з};$$

$$\Delta Z_m\,\% = \frac{2{,}271}{t_з}\frac{100}{39{,}5} = \frac{5{,}75}{t_з}.$$

$$\min t_з = \frac{1630}{7710}\frac{711{,}2-200{,}7}{711{,}2-10} = 0{,}155 \text{ часа} = 9{,}3 \text{ мин.}$$

В табл. 28 сведены результаты подсчетов величин X, B_m, Z'_m и ΔZ_m для различных $t_з$.

Таблица 28

Паровоз Э^{м}

Топливо: дрова 50% влажности; $K^{н}_{р} = 1900$

з = 1630; max $B_h = 4500$; max $B_m = 7710$; max $Z_m = 39{,}5$

$t_з$	2,0	1,5	1,0	0,667	0,5	0,333	0,200	0,155
X	14 233	10 378	6 523	3 953	2 668	1 383	355	0
B'_m	7 931	8 005	8 153	8 375	8 597	9 040	9 926	10 570
Z'_m	40,63	41,01	41,77	42,91	44,04	46,31	50,85	54,15
ΔZ_m, % . . .	2,9	3,8	5,7	8,6	11,5	17,2	28,7	37,1

В табл. 29 даны такие же результаты для отопления паровоза Э^{м} киселевским углем марки СС (слабо спекающейся) с теплопроизводительностью $K^{н}_{р} = 7070$.

Таблица 29

Паровоз Э^{м}

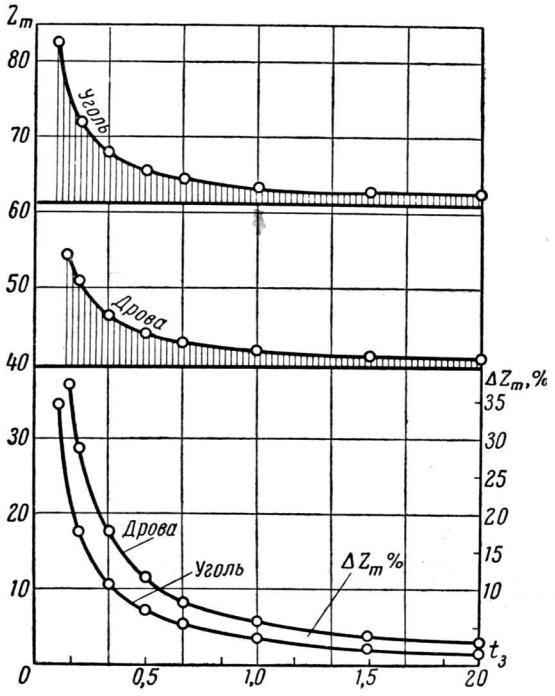
Топливо: уголь СС $K^{н}_{р} = 7070$

з = 1630; max $B_h = 2450$; max $B_m = 11\,946$; max $Z_m = 61{,}2$

$t_з$	2,0	1,5	1,0	0,667	0,5	0,333	0,2	0,1015
X	22 680	16 707	10 734	6 752	4 761	2 770	1 177	0
B'_m	12 155	12 224	12 368	12 582	12 781	13 198	14 033	16 058
Z'_m	62,27	62,62	63,34	64,41	65,48	67,62	71,89	82,26
ΔZ_m, % . . .	1,7	2,3	3,5	5,2	7,0	10,5	17,5	34,5

Для большей наглядности на фиг. 113 полученные результаты представлены в виде графиков.

Полученные данные показывают, что заем у котла является весьма актуальным средством для кратковременного искусственного повышения паропроизводительности котла, обеспечивающим во многих случаях



Фиг. 113.

вождение полновесных составов на трудных участках профиля даже при отоплении самым низкокалорийным топливом.

Использование живой силы поезда путем предварительного разгона для преодоления подъемов в соединении с умелым пользованием займами у котла дает в руки машинистов могучее оружие в борьбе за высокие скорости и большегрузные составы поездов.

Часть вторая

ПЕРЕГРЕВ ПАРА

Глава I

ПЕРЕГРЕВ ПАРА И ДАВАЕМЫЕ ИМ ПРЕИМУЩЕСТВА. СРЕДНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ДОСТИГАЕМОЙ ЭКОНОМИИ В РАСХОДАХ ВОДЫ И ТОПЛИВА

Одним из крупнейших этапов по пути постепенного развития и усовершенствования паровоза как теплового двигателя является введение перегрева пара. Эта мера позволяет весьма значительно повысить к. п. д. паровозной машины, т. е., иными словами, дает возможность выполнить заданную перевозку при значительно меньшей затрате топлива.

Факт этот можно теперь считать твердо установленным как теоретическими выводами, так и данными многочисленных опытов.

Причина указанного преимущества работы с перегревом заключается, с одной стороны, в физических свойствах самого рабочего тела, т. е. перегретого пара, с другой стороны, в изменении сущности тепловых процессов, происходящих в паровом цилиндре на почве теплового взаимодействия между паром, с одной стороны, и стенками цилиндра и поршня — с другой.

Основное свойство перегретого пара заключается в том, что по мере перегрева удельный объем пара увеличивается гораздо быстрее, чем затрата тепла на приготовление весовой единицы такого пара. Громадная практическая ценность этого свойства станет вполне понятной, если мы вспомним, что с точки зрения работы в паровом цилиндре важен не вес, а объем пара. Для того чтобы осуществить в цилиндре определенных размеров заданную степень наполнения ε, в него надо ввести объем пара, равный

$$\frac{\pi}{4} d^2 \frac{\varepsilon}{100} h,$$

где d — диаметр цилиндра;

ε — степень наполнения, выраженная в долях от единицы;

h — длина хода поршня.

Это выражение справедливо лишь в том предположении, что вредное пространство в цилиндре при мертвом положении поршня заполнено паром, давление которого равно давлению впускаемого свежего пара.

Более общее выражение объема расходуемого пара имеет вид

$$\frac{\pi}{4} d^2 \frac{\varepsilon}{100} h + \mu m_0, \tag{242}$$

где m_0 — объем вредного пространства цилиндра;

μ — коэффициент, зависящий от давления пара в конце сжатия.

Итак, для получения заданной степени наполнения цилиндра, обусловливающей в свою очередь реализацию вполне определенной индикаторной работы (при данном давлении), в цилиндр должен быть впущен некоторый определенный объем свежего пара. Иными словами, мерилом мощности паровоза является не вес, а объем свежего пара, впускаемого в паровые цилиндры в единицу времени.

В связи с этим одной из важнейших задач экономики рабочего процесса паровой установки является изыскание таких условий, при которых себестоимость 1 м³ рабочего пара при данном его давлении была бы наименьшей. Задача эта и была блестяще разрешена применением перегретого пара.

Если назовем через v удельный объем (объем 1 кг) пара в м³, то вес 1 м³ пара, а следовательно, и вес воды, затраченной на его приготовление, будет, очевидно, равен

$$b = \frac{1}{v} \text{ кг}. \tag{243}$$

Называя, далее, через λ весовое теплосодержание пара, т. е. количество тепла (в ккал), которое необходимо затратить на приготовление в котле 1 кг пара, получаем затрату тепла на приготовление 1 м³ пара, равную $\frac{\lambda}{v}$ ккал.

Если топливо, потребляемое котлом, имеет теплопроизводительность $K_{\text{р}}^{\text{н}}$ ккал/кг, а котел работает с к. п. д., равным $\eta_{\text{к}}$, то расход топлива на приготовление 1 м³ пара может быть выражен следующим образом:

$$c = \frac{\lambda}{v K_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{к}}} \text{ кг}. \tag{244}$$

На фиг. 114 для насыщенного (при различной влажности) и перегретого (при разных степенях перегрева) пара давлением 13 ата приведены, в графической форме, следующие величины: теплосодержание 1 кг пара λ; удельный объем v; расход воды $\frac{1}{v}$ и угля на приготовление 1 м³ пара, причем для угольного отопления взято $K_{\text{р}}^{\text{н}} = 7000$ ккал/кг, $\eta_{\text{к}} = 0{,}60$.

Сравнивая величины расхода воды и топлива для приготовления одного и того же объема пара, а следовательно, для реализации одной и той же индикаторной работы, видим, что по мере перегрева пара расходы непрерывно уменьшаются. Так, например, расход воды при работе насыщенным паром с 5% влаги (с таким примерно процентом влажности пара работают обычно котлы паровозного типа в пути) равен 6,75 кг, а

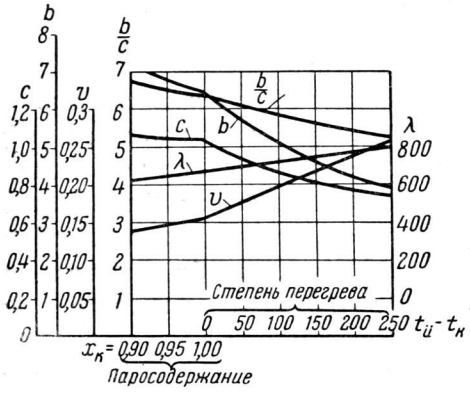
при перегреве пара на 150°, что при давлении в 13 кг/см² соответствует температуре перегретого пара $t_{и} = 190{,}6 + 150 = 340{,}6°$, цифра расхода воды понижается до 4,60 кг, что дает экономию воды

$$Э_{в} = \frac{6{,}75 - 4{,}60}{6{,}75} 100 = 32{,}0\%.$$

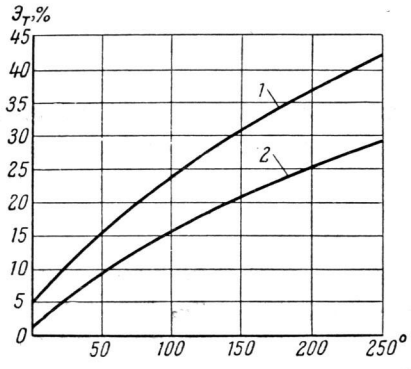
Цифры расхода топлива в обоих рассматриваемых случаях: 1,040 и 0,820 кг, так что экономия топлива составляет

$$Э_{т} = \frac{1{,}040 - 0{,}820}{1{,}040} 100 = 21{,}0\%.$$

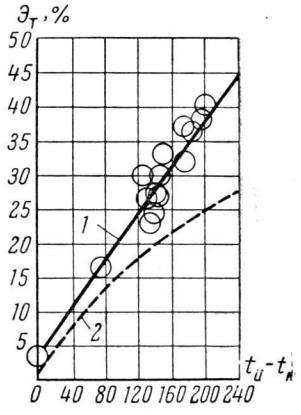
Подсчитывая, таким образом, экономию воды и топлива для различных степеней перегрева по сравнению с насыщенным паром 5% влажности, получаем кривые, приведенные на фиг. 115.



Фиг. 114.



Фиг. 115. Экономия воды (*1*) и топлива (*2*).



Фиг. 116. Действительная (*1*) и теоретическая (*2*) экономия топлива на паровозах.

Тот факт, что экономия топлива получается значительно меньше экономии воды, не представляется неожиданным. Дело в том, что если по мере перегрева пар получает все больший и больший объем v, то и приготовление такого пара обходится дороже с точки зрения затраты тепла λ, а следовательно, и топлива.

Полная экономия, получаемая в действительности при перегретом паре, будет значительно больше полученных теоретических цифр вследствие значительного улучшения к. п. д. машины за счет уменьшения теплообмена между паром и стенками цилиндра и поршня. Подробный анализ этого явления будет приведен в третьей части курса при исследова-

нии теплового процесса паровозной машины; здесь же ограничимся только самыми краткими сведениями по этому вопросу.

Поступающий в цилиндр в начале хода поршня свежий пар приходит в соприкосновение со стенками впускного канала, непосредственно перед этим сильно охлажденным выпускаемым из цилиндра паром низкой температуры. Вследствие этого часть тепла, заключающегося в свежем паре, отдается стенкам и происходит частичная конденсация пара, а следовательно, и потеря работы; в восполнение этой потери практически приходится вводить в цилиндр количество пара, значительно большее определяемого формулой (242).

При работе насыщенным паром выделившаяся при конденсации, а также и внесенная в цилиндр вместе с паром вода, покрывая мельчайшими каплями стенки цилиндра и поршня, способствует более интенсивному дальнейшему теплообмену вследствие большей теплоемкости воды по сравнению с паром. Поэтому начальная конденсация в машинах, работающих насыщенным паром, чрезвычайно велика.

Если пару перед впуском его в цилиндр сообщить достаточно высокий начальный перегрев (не менее 140—150° выше температуры парообразования), то такой пар в цилиндрах конденсироваться не будет; явление начальной конденсации заменяется в этом случае лишь некоторым понижением температуры пара в период впуска (контракция), причем величина тепловой потери, являющейся результатом теплообмена между паром и сухими металлическими стенками, оказывается во много раз меньше, чем при работе насыщенным паром.

Учитывая все сказанное, можно приблизительно считать, что действительная экономия топлива при перегретом паре будет на 40—50% больше тех величин, которые были приведены на фиг. 115, что видно из фиг. 116, где приведены результаты опытов с различными типами паровозов; пунктирная кривая перенесена с фиг. 115.

Глава II

КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМ ПАРОВОЗНЫХ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ

Приготовленный котлом пар собирается в его верхней части, в так называемом паровом пространстве, где он соприкасается лишь с зеркалом воды и внутренней поверхностью цилиндрической части котла, омываемой снаружи воздухом; при таких условиях притока тепла к пару ниоткуда быть не может.

Для того чтобы перегреть этот пар, его необходимо до поступления в паровые цилиндры машины привести в соприкосновение с газами сгорания, имеющими более высокую температуру, что осуществляется присоединением к котлу особых приборов, называемых пароперегревателями.

В паровозных котлах ввиду крайне напряженной их работы, требующей приготовления весьма большого количества перегретого пара (в современных мощных паровозах — до 40 000 кг/час и более) высокой температуры, с одной стороны, и недостатка места — с другой, вопрос о выборе системы пароперегревателя и его размещении является весьма серьезным и ответственным.

Действительно, если в большинстве стационарных установок имеется полная возможность осуществления пароперегревателя с весьма большой поверхностью нагрева, то в паровозах эта возможность весьма ограничена, что заставляет изыскивать и применять здесь такие системы пароперегревательных аппаратов, которые обладают наибольшим тепловым эффектом.

В зависимости от особенностей устройства самого пароперегревателя и способа размещения его в котле все паровозные пароперегреватели могут быть разделены на следующие группы:

1) пароперегреватели, помещающиеся в дымовой коробке;
2) пароперегреватели, помещающиеся внутри котла;
3) пароперегреватели, помещающиеся внутри жаровых или дымогарных труб;
4) пароперегреватели с отдельной топкой;
5) камерные пароперегреватели.

Перегреватели первой системы чрезмерно загромождают внутренность дымовой коробки и увеличивают нагрузку на передние оси паровоза; кроме того, при таком расположении перегревательных трубок они омываются газами весьма невысокой температуры (250—400°), почему и перегрев пара не может быть значительным. Перегреватели подобной системы, предложенные Шмидтом, имели следующее устройство. В нижней части котла помещалась жаровая труба диаметром 300 мм, соединяющая топку с дымовой коробкой; назначение этой трубы состояло в том, чтобы подводить к перегревателю газы с более высокой температурой. Перегревательные трубки были расположены тремя концентрическими спиралями в дымовой камере, а концы их закреплены в двух коллекторных коробках.

Такой перегреватель был поставлен у нас на пассажирских паровозах серии $Б^{Г}$, причем оказалось, что полученный перегрев пара очень невысок. Подсчеты показывают, что в жаровую трубу направляется около $^1/_3$ топочных газов, остальная же масса их идет по дымогарным трубам, выходя в дымовую коробку с температурой в 300—350°. Принимая среднюю температуру газов по выходе из жаровой трубы согласно опытным данным в 600°, получим среднюю температуру всей массы газов перед перегревателем равной

$$T_A = \frac{600 \cdot 0{,}33 + 350 \cdot 0{,}67}{0{,}33 + 0{,}67} = 434°.$$

Эта относительно низкая температура и является причиной слабого теплового эффекта перегревателя. Если под котлом сжигается B_h, кг топлива, то количество газов составляет

$$(L_0\alpha + 1)\,\mu B_h \text{ кг/час.}$$

Обозначая среднюю теплоемкость газов через c_p, температуру газов, вступающих в область пароперегревателя,—через T_A, а покидающих его—через T'_A, находим количество тепла, отданного газами пароперегревательным трубкам

$$Q_{\text{п}} = \mu B_h (1 + L_0\alpha)\, c_p\, (T_A - T'_A) \text{ ккал/час.}$$

Если через пароперегреватель проходит в течение 1 часа B_m, кг пара, то приращение теплосодержания 1 кг пара в перегревателе составляет

$$\Delta\lambda = \frac{Q_{\text{п}}}{B_m} \text{ ккал/кг.}$$

Прибавляя эту величину к теплосодержанию влажного пара, вступающего в перегреватель из котла, получаем теплосодержание 1 кг перегретого пара

$$\lambda_{\text{п}} = \lambda_k + \frac{Q_{\text{п}}}{B_m},$$

откуда по $I - S$-диаграмме получаем и его температуру.

Полагая (по опытным данным) для нефтяного отопления

$$L_0 = 14; \quad \alpha = 1{,}2; \quad \mu = 1{,}0;$$
$$\frac{B_m}{B_h} = 10;$$
$$c_p = 0{,}25;$$
$$T_A = 430°;$$
$$T'_A = 260°,$$

находим

$$\Delta\lambda = \frac{(1+14\cdot 1{,}2)\,0{,}25(430-260)}{10} \approx 75 \text{ ккал/кг;}$$

полагая теплосодержание $\lambda_{\text{к}}$ при $p_{\text{к}} = 13$ кг/см² и $x_{\text{к}} = 0{,}95$ равным 645 ккал/кг, находим

$$\lambda_{\text{п}} = 645 + 75 = 720 \text{ ккал/кг;}$$

$$t_{\text{п}} \approx 270 - 280°.$$

При опытах с пароперегревателем, расположенным в дымовой коробке на паровозах серии Б^{г}, температура пара наблюдалась весьма близкой к полученным цифрам.

После первого неудачного опыта постановки этого рода пароперегревателей на паровозах серии $Б^{Г}$ указанная система в СССР более не применяется.

Пароперегреватели второй группы осуществляются в виде плоских коробок, помещаемых внутри цилиндрической части котла, через днища которых проходят котельные дымогарные трубы; часть поверхности нагрева этих труб и утилизируется, таким образом, для перегрева пара.

Серьезными недостатками таких пароперегревателей являются: значительное уменьшение испаряющей поверхности нагрева котла, неизбежное охлаждение перегретого пара окружающей котловой водой, трудность развальцовки дымогарных труб в местах прохождения их через коробку пароперегревателя, а следовательно, и отсутствие гарантии в герметичности этих соединений.

Пароперегреватели этой системы в СССР не применяются. Пароперегреватели с отдельной топкой (четвертая группа) могут быть осуществлены в виде совершенно отдельного агрегата, помещенного над паровозным котлом, или в виде элементов, расположенных в верхней части дымовой коробки. И в том и в другом случае пароперегреватель обслуживается отдельной топкой (форсункой), помещаемой в дымовой коробке.

Согласно первому предложению (Вильгельм Шульц) над паровозным котлом располагается особый цилиндр с двумя трубными решетками и развальцованными между ними такими же дымогарными трубами, как и в котле; газы поступают в этот цилиндр из «передней топки» паровоза и, двигаясь по трубам, выходят около будки машиниста в особую дымовую камеру и далее в атмосферу через дымовую трубу; цилиндрическая часть верхнего котла заполнена перегреваемым паром.

Пароперегреватели, расположенные в верхней части дымовой коробки (системы Гаганса), выполняются в виде весьма большого числа тонких трубчатых элементов, закрепленных концами в двух коробках, разделенных перегородками на ряд секций; особенностью перегревателя является совершенно отдельный перегрев пара для каждого цилиндра машины.

Обе описанные системы пароперегревателей, весьма оригинальные по замыслу и обладающие некоторыми достоинствами, отличаются чрезвычайной сложностью и громоздкостью устройства.

Первая система вряд ли практически осуществима, так как добавочное сопротивление протеканию газового потока по двум котлам вместо одного должно возрасти до недопустимых размеров.

При второй системе должна, повидимому, получиться значительная перегрузка передней оси.

Пароперегреватели третьей группы пользуются наибольшим (ныне почти исключительным) распространением на паровозах.

Первоначальные попытки расположения элементов пароперегревателей этой группы в нормальных дымогарных трубах дали отрицательные

результаты ввиду сильного дросселирования газов в таких трубах и быстрого их засорения сажей и несгоревшими частицами топлива. Все это заставило при постановке на паровозы пароперегревателей рассматриваемой группы прибегнуть к некоторым конструктивным изменениям в самом котле. В верхней части котла взамен обыкновенных дымогарных труб развальцовывается несколько рядов жаровых труб увеличенного диаметра (диаметр в свету 119—125 мм), число которых колеблется в зависимости от мощности паровоза и требуемого перегрева от 15 до 50 и более. Внутри этих жаровых труб располагаются элементы пароперегревателя той или иной системы в виде цилиндрических, кольцевых или полукольцевых трубок, концы которых выходят в дымовую камеру и закрепляются там в особых парособирательных коробках (большей частью устраивается одна литая коробка, разделенная внутренней перегородкой на два отделения). В задней части элементы, во избежание обгорания их в области чрезмерно высоких температур, не доходят на 500—600 мм до плоскости задней трубчатой решетки котла; при этом температура газов у начала элементов достигает при наибольшей форсировке почти 1000°, чем и обеспечивается высокий тепловой эффект пароперегревателя.

Влажный пар из котла поступает по регуляторной трубе в первую камеру парособирательной коробки, откуда рядом трубок подводится к отдельным элементам, циркулирует по ним внутри жаровых труб и затем отводится уже перегретым во вторую камеру коллектора, откуда и поступает через пароподводящие трубы в цилиндры машины.

Все устройство пароперегревателя получается компактным, легким и доступным для осмотра и замены отдельных элементов.

Топочные газы, поступающие в жаровые трубы, омывают параллельно с перегревательной и испаряющую поверхность нагрева, ввиду чего уменьшение этой последней из-за присоединения к котлу пароперегревательного аппарата получается незначительным.

Вес перегревателя распределяется более или менее равномерно на все оси паровоза.

Дымовая коробка не загромождается чрезмерно элементами пароперегревателя.

Отдельные элементы могут быть выполнены вполне взаимозаменяемыми.

Ввиду уже отмеченного выше преимущественного распространения на сети наших и заграничных железных дорог жаротрубных паровозных пароперегревателей дальнейшее исследование рабочего процесса пароперегревателя будет изложено применительно к аппаратам этой группы.

Представителем пятой группы, камерных пароперегревателей, является в СССР пароперегреватель системы инж. Пирина, которым был оборудован в виде опыта один из паровозов серии Е.

Однако дальнейшего распространения пароперегреватели этого типа пока не получили ввиду сложности и громоздкости предложенной конструкции.

Глава III

СХЕМА ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ КОТЛА С ЖАРОТРУБНЫМ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕМ. РАЗДЕЛЕНИЕ ГАЗОВОГО ПОТОКА

В предыдущем изложении нами был подробно исследован процесс тепловой работы бесперегревного паровоза. Присоединение к котлу пароперегревателя, для обслуживания которого часть топочных газов ответвляется в жаровые трубы, оборудованные элементами пароперегревателя, значительно усложняет схему рабочего процесса котла.

В области топочной камеры рабочий процесс котла перегревного паровоза ничем, очевидно, не будет отличаться от подробно разработанной в предыдущем изложении схемы. Дойдя до отверстий топочной решетки, газы сгорания принуждены разделиться на две самостоятельные порции: часть их β направляется в жаровые трубы, омывая там как испаряющую, так и перегревательную поверхность нагрева; остальная же часть $(1-\beta)$ поступает в дымогарные трубы. Если T_2 — температура газов (средняя) в плоскости топочной решетки, то теплосодержание газов в этом пункте

$$Q_{T_2} = MT_2 + NT_2^2 .$$

Из этого тепла поступает:
в отверстия жаровых труб

$$Q^{ж}_{T_2} = \beta Q_{T_2} = \beta MT^{ж}_2 + \beta NT^{ж2}_2 ;$$

в отверстия дымогарных труб

$$Q^{д}_{T_2} = (1-\beta)\, Q_{T_2} = (1-\beta)\, MT^{д}_2 + (1-\beta)\, NT^{д2}_2 .$$

Точно так же, обозначая через T_3 температуру уходящих газов, получим следующие выражения для потерь тепла с уходящими газами из жаровых и дымогарных труб:

$$Q^{ж}_{T_3} = \beta MT^{ж}_3 + \beta NT^{ж2}_3 ;$$

$$Q^{д}_{T_3} = (1-\beta)\, MT^{д2}_3 (1-\beta)\, NT^{д2}_3 .$$

Уравнение теплопередачи, отнесенное к доле газов, протекающих по дымогарным трубам, напишется (т. е. в пределах изменения температур от $T^{д}_2$ до $T^{д}_3$) следующим образом:

$$(1-\beta)\,(M + 2Nt_к) \ln \frac{T^{д}_2 - t_к}{T^{д}_3 - t_к} + 2(1-\beta)\, N\,(T^{д}_2 - T^{д}_3) = K_д H_д . \qquad (245)$$

Выражение (102) для средней скорости протекания газов по дымогарным трубам принимает вид

$$W_д = \frac{(L_0\alpha+1)\, 29{,}27\, \mu B_h\, (1-\beta)\,(T_д + 273)}{10\,330 \cdot 3\,600 \Omega_д}, \qquad (246)$$

где $T_д$ — средняя температура газов в дымогарных трубах, определяемая по логарифмической формуле.

Обращаясь теперь к изучению теплопередачи в жаровых трубах, по которым протекает часть общего количества топочных газов, назовем через β' ту часть газов, которая обслуживает перегреватель, отдавая тепло перегреваемому пару, циркулирующему внутри элементов; таким образом, эта часть газового потока выражается в долях от всей массы топочных газов коэффициентом

$$\gamma = \beta\beta';$$

остальная часть газов в количестве $\beta(1-\beta')$ передаст заключающееся в ней тепло через стенки жаровых труб котловой воде.

Количество тепла, поглощаемого в жаровых трубах как котловой водой, так и паром, найдется, очевидно, как разность теплосодержаний газов перед и за жаровыми трубами:

$$Q_ж = Q^ж_{T_2} - Q^ж_{T_3} = \beta M (T^ж_2 - T^ж_3) + \beta N (T^{ж2}_2 - T^{ж2}_3). \qquad (247)$$

Разделение газов сгорания на две порции при входе в отверстия топочной решетки должно, очевидно, произойти в зависимости от тех сопротивлений трения, которые имеют место при протекании газов как по жаровым, так и по дымогарным трубам.

Полное сопротивление (в килограммах) протеканию газов по трубе выражается формулой

$$S = \rho\Omega\gamma,$$

где Ω — площадь живого сечения трубы;

γ — средний удельный вес протекающей по трубе жидкости или газа;

ρ — некоторый коэффициент, представляющий собой высоту в метрах над уровнем оси трубы условного газового столба с площадью сечения Ω и плотностью γ.

$$s = \frac{S}{\Omega} = \rho\gamma.$$

Величина ρ выражается, как известно из гидродинамики, следующим образом:

$$\rho = \frac{A}{2g} w^2 \frac{l}{r},$$

где A — постоянный коэффициент;

w — средняя скорость газов в трубе, м/сек;

l — длина трубы, м;

r — средний гидравлический радиус живого сечения трубы, м;

g — ускорение силы тяжести.

Для дымогарных труб величина удельного гидродинамического сопротивления будет равна:

$$S_д = \frac{A}{2g}\left[\frac{0,787}{10^6}(L_0\alpha + 1)\,B_h\mu\frac{(1-\beta)}{\Omega_д}(T_д + 273)\right]^2 \frac{l_д}{r_д}\frac{353}{(T_д+273)} =$$

$$= E\,\frac{l_д}{r_д\Omega_д^2}(1-\beta)^2\,(T_д + 273), \qquad (248)$$

где E — постоянный коэффициент.

Для жаровых труб величина удельного сопротивления на первых коротких участках пути газов от входа в трубы до начала элементов пароперегревателя будет одна, и на остальном протяжении — другая. Называя через $L_{ж'}$, $r_{ж'}$ и $\Omega_{ж'}$ длину, средний гидравлический радиус и площадь живого сечения на первом участке длины труб, а через $l_{ж''}$, $r_{ж''}$ и $\Omega_{ж''}$ — те же элементы для остального протяжения труб, имеем:

$$S_{ж'} = \frac{A}{2g}\left[\frac{0,787}{10^6}(L_0\alpha + 1)\,\mu B_h\frac{\beta}{\Omega_{ж'}}(T_{ж'} + 273)\right]^2 \frac{l_{ж'}}{r_{ж'}}\frac{353}{(T_{ж'}+273)} =$$

$$= E\,\frac{l_{ж'}}{r_{ж'}\Omega_{ж'}^2}\beta^2\,(T_{ж'} + 273). \qquad (249)$$

$$S_{ж''} = E\,\frac{L_{ж''}}{r_{ж''}\Omega_{ж''}^2}\beta^2\,(T_{ж''} + 273). \qquad (250)$$

Здесь $T_{ж'}$ и $T_{ж''}$ — средние температуры газов на соответствующих участках поверхности нагрева жаровых труб.

Величины $T_д$, $T_{ж'}$ и $T_{ж''}$ выражаются следующим образом:

$$\left.\begin{aligned} T_д &= \frac{T_2^д - T_3^д}{2,3\lg\dfrac{T_2^д - t_к}{T_3^д - t_к}} + 197°; \quad T_{ж'} = \frac{T_2^ж - T_A}{2,3\lg\dfrac{T_2^ж - t_к}{T_A - t_к}} + 197°; \\ T_{ж''} &= \frac{T_A - T_3^ж}{2,3\lg\dfrac{T_A - t_к}{T_3^ж - t_к}} + 197°. \end{aligned}\right\} \qquad (251)$$

Несмотря на то, что величины: $T_2^ж$, T_A, $T_3^ж$, $T_2^д$ и $T_3^д$ подвержены довольно значительным колебаниям, средние температуры в жаровых и дымогарных трубах находятся в некоторых почти постоянных соотношениях. Многочисленными опытами установлены следующие примерно соотношения:

$$T_{ж''} + 273 = \xi'\,(T_д + 273) = 0,96\,(T_2^д + 273); \qquad (252)$$

$$T_{ж'} + 273 = \xi''\,(T_д + 273) = 1,33\,(T_2^д + 273)^1. \qquad (253)$$

---

[1] Во всех случаях, когда температуры $T_3^д$ и $T_3^ж$ разнятся между собой более чем на $\pm 50°$, значения $\xi' = 0,96$ и $\xi'' = 1,33$ принимаются без дальнейшей проверки. В противном случае подсчитывают по окончании расчета величины $T_д$, $T_{ж'}$, $T_{ж''}$, ξ', ξ'' и β.

Если теперь предположить, что в некоторый момент работы котла величины средних удельных сопротивлений протеканию газов по жаровым и дымогарным трубам оказываются неодинаковыми, то неминуемо начнется перетекание газов из места, обладающего, если можно так выразиться, бóльшим «потенциалом сопротивления», к месту с меньшим потенциалом. Таким образом, можно сказать, что равенство удельных сопротивлений в обоих пучках труб является необходимым условием установившейся работы котла.

Таким образом, должно существовать равенство

$$S_{\text{д}} = S_{\text{ж}}$$

или

$$E \frac{l_{\text{д}}}{r_{\text{д}}\Omega_{\text{д}}^2}(1-\beta)^2(T_{\text{д}}+273) =$$

$$= E\left[\frac{l_{\text{ж}'}}{r_{\text{ж}'}\Omega_{\text{ж}'}^2}\beta^2\,1{,}33\,(T_{\text{д}}+273) + \frac{l_{\text{ж}''}}{r_{\text{ж}''}\Omega_{\text{ж}''}^2}\beta^2\,0{,}96\,(T_{\text{д}}+273)\right]. \quad (254)$$

Произведя сокращения, получим

$$(1-\beta)^2\frac{L_{\text{д}}}{r_{\text{д}}\Omega_{\text{д}}^2} = \beta^2\left(1{,}33\,\frac{L_{\text{ж}'}}{r_{\text{ж}'}\Omega_{\text{ж}'}^2} + 0{,}96\,\frac{L_{\text{ж}''}}{r_{\text{ж}''}\Omega_{\text{ж}''}^2}\right). \quad (255)$$

Вводим следующие сокращенные обозначения:

$$\frac{l_{\text{д}}}{r_{\text{д}}\Omega_{\text{д}}^2} = a; \quad \frac{l_{\text{ж}'}}{r_{\text{ж}'}^2\Omega_{\text{ж}'}^2} = b; \quad \frac{l_{\text{ж}''}}{r_{\text{ж}''}\Omega_{\text{ж}''}^2} = c;$$

тогда предыдущее уравнение принимает следующий вид:

$$a(1-\beta)^2 = (1{,}33\,b + 0{,}96\,c)\,\beta^2, \quad (256)$$

откуда

$$\beta = \frac{a - \sqrt{a\,(1{,}33\,b + 0{,}96\,c)}}{a - (1{,}33\,b + 0{,}96\,c)}. \quad (257)$$

При более грубых подсчетах ориентировочного характера можно пользоваться более простым выражением

$$\beta = \frac{a - \sqrt{a\,(b+c)}}{a-(b+c)}. \quad (258)$$

Применим теперь изложенный метод к конкретным условиям опытной поездки с перегревным паровозом серии Э^{Р}.

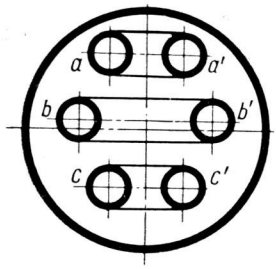
Паровоз Э^{Р} (модернизированная основная серия Э, снабженная кроме того удлиненной топкой по проекту инж. И. В. Пирина) имеет следующие размеры котла:

Площадь колосниковой решетки	$R = 5{,}09$ м^2
Поверхность нагрева топки	$H_{\text{т}} = 22{,}85$ »
Число дымогарных труб	157 шт.

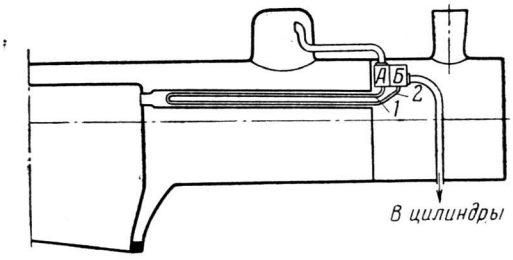
Число жаровых труб	32 шт.
Диаметр дымогарных труб	46/51 мм
» жаровых »	125/133 »
» » » в свободной части	100/108 »
Система пароперегревателя	Чусова
Диаметр пароперегревательных труб	18/24 мм
Расстояние между трубными решетками	$l = 4{,}66$ м
Длина свободной части жаровых труб	$l_{ж'} = 0{,}5$ »
Поверхность нагрева (огневая) дымогарных труб	$H_д = 105{,}7$ м²
Поверхность нагрева (огневая) свободной части жаровых труб	$H_{ж'} = 6{,}27$ »
Поверхность нагрева (огневая) занятой части жаровых труб	$H_{ж''} = 52{,}20$ »
Поверхность нагрева (огневая) пароперегревательных труб	$H_{п} = 60{,}2$ »
Площадь газового прохода в дымогарных трубах	$\Omega_д = 0{,}262$ »
То же, в свободной части жаровых труб	$\Omega_{ж'} = 0{,}251$ »
То же, в занятой части жаровых труб	$\Omega_{ж''} = 0{,}306$ »

Элемент пароперегревателя системы Чусова состоит из шести трубок, расположенных в жаровой трубе, как показано на фиг. 117.

Пар из первой камеры коллектора *А* (фиг. 118) по трубке *1* направляется к жаровой трубе, перед входом в которую разветвляется на три



Фиг. 117



Фиг. 118

струи: *a*, *b*, *c* и протекает по направлению к топке; не доходя 300—500 мм до огневой решетки, трубки *a*, *b*, *c* поворачивают на 180°, и пар по трем обратным трубкам *a'*, *b'*, *c'* возвращается в дымовую коробку; здесь трубки *a'*, *b'*, *c'* вновь соединяются в одну трубу *2*, по которой уже перегретый пар возвращается во вторую камеру коллектора *Б* и далее — в паровые цилиндры.

Величины средних гидравлических радиусов сечений дымогарных и жаровых труб

$$r_д = \frac{\pi}{4} 0{,}046^2 : \pi\, 0{,}046 = 0{,}0115 \text{ м},$$

$$r_{ж'} = \frac{0{,}100}{4} = 0{,}025 \text{ м},$$

$$r_{ж''} = \frac{\pi}{4}(0{,}125^2 - 6 \cdot 0{,}024^2) : \pi\,(0{,}125 + 6 \cdot 0{,}024) = 0{,}0113 \text{ м}.$$

$$a = 5903;\ b = 317;\ c = 3932;$$

$$\beta = \frac{5\,903 - \sqrt{5\,903\,(1{,}33 \cdot 317 + 0{,}96 \cdot 3\,932)}}{5\,903 - (1{,}33 \cdot 317 + 0{,}96 \cdot 3\,932)} = 0{,}542.$$

Глава IV

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ТРУБЧАТОЙ ЧАСТИ КОТЛА

При исследовании теплопередачи в трубчатой части котла паровоза, снабженного жаротрубным пароперегревателем, необходимо различать два случая:

1) исследование работы газового потока в котле построенного и испытанного паровоза (обработка данных опытных поездок);

1) определение ожидаемых факторов тепловой работы котла проектируемого паровоза.

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ПУЧКЕ ДЫМОГАРНЫХ ТРУБ

Во время опыта измеряются температуры газов:

$(T_{\text{р}}^{\text{д}})_{\text{пир}}$ — в огневой коробке, на расстоянии 200—300 мм от плоскости огневой решетки;

$(T_{\text{з}}^{\text{д}})_{\text{пир}}$ — в дымовой коробке по выходе газов из отверстий дымогарных труб.

Прибавляя к этим «пирометрическим» температурам величины поправок на радиацию пирометров, а к величине $T_{\text{р}}^{\text{д}}$ еще величину температурного перепада от пункта установки пирометра до плоскости огневой решетки (эта последняя поправка составляет $\sim 30°$), получаем истинные температуры газов при входе и выходе из пучка дымогарных труб:

$$T_2^{\text{д}} \text{ и } T_{\text{з}}^{\text{д}}.$$

Из уравнения теплопередачи

$$(1-\beta)\left[(M+2Nt_{\text{к}})\ln\frac{T_2^{\text{д}}-t_{\text{к}}}{T_{\text{з}}^{\text{д}}-t_{\text{к}}}+2N(T_2^{\text{д}}-T_{\text{з}}^{\text{д}})\right]=K_{\text{д}}H_{\text{д}} \qquad (259)$$

определяется сразу и непосредственно коэффициент теплопередачи $K_{\text{д}}$, так как все остальные величины уравнения известны: B_h, CO_2, O_2, CO, $T_2^{\text{д}}$, $T_{\text{з}}^{\text{д}}$ измерялись во время опыта; β, M и N определяются подсчетом по формулам (257), (27) и (28); $t_{\text{к}}$ находится из термодинамических таблиц по величине рабочего давления пара $p_{\text{к}}$, измеряемого при опытах; $H_{\text{д}}$ — величина огневой поверхности нагрева дымогарных труб—известна или может быть подсчитана по чертежу; наконец, химический состав топлива, необходимый для подсчета коэффициентов M и N, дается лабораторным анализом отобранной во время опыта пробы топлива.

Весовая скорость протекания газов по дымогарным трубам:

$$U_{\text{д}}=\frac{(L_0\alpha+1)\mu B_h}{3\,600\Omega_{\text{д}}}(1-\beta)\ \text{кг/м}^2\,\text{сек}. \qquad (260)$$

Здесь L_0 и α подсчитываются по данным лабораторного анализа топлива и объемного анализа продуктов сгорания в процессе опыта;

величина μ для нефтяного отопления равна единице, для угольного отопления μ определяется из предварительного уравнения теплового баланса [1]; $\Omega_д$ подсчитывается по числу и диаметру дымогарных труб в пучке.

Таким образом, величина $U_д$ легко подсчитывается по уравнению (260).

Анализ многочисленных опытов с перегревными паровозами позволяет установить, что зависимость $K_д = f(U_д)$ подчиняется тому же закону, что и в трубах бесперегревного паровоза, т. е.

$$K_д = 5{,}94\, U_д^{0{,}9} \tag{261}$$

для паровозов угольного отопления;

$$K_д = 8{,}70\, U_д^{0{,}65} \tag{262}$$

для нефтяных паровозов.

Влияние длины труб исчезающе мало; при изменении l от 4 до 7 м величина $K_д$ уменьшается лишь на 3%, поэтому поправки на длину труб можно не делать.

Влияние диаметра труб более заметно. Если принять за единицу величину $K_д$ при трубах с внутренним диаметром 46 мм, то для труб другого диаметра будем иметь следующие значения $K_д$:

для	$d =$	30 мм	1,065
»	$d =$	40 »	1,020
»	$d =$	46 »	1,000
»	$d =$	51 »	0,986
»	$d =$	60 »	0,962
»	$d =$	80 »	0,923
»	$d =$	100 »	0,893

Вообще, если величина d внутреннего диаметра труб отличается от 46 мм, то величину $K_д$, определившуюся из формул (261) или (262), надо разделить на $0{,}57\, d^{0{,}146}$ мм.

Для условий опытной поездки с паровозом серии $Э^Р$:

$$(T_р^д)_{пир} = 920°; \quad (T_р^ж)_{пир} = 885°; \quad (T_з^д)_{пир} = 313°; \quad (T_з^ж)_{пир} = 321°.$$

Степень экранирования термопар:

$$(\varphi_э)^{T_2^д} = 0{,}645; \qquad (\varphi_э)^{T_2^ж} = 0{,}790.$$

Величины поправок на радиацию пирометров (кривая *2* на фиг. 53):

$$\Delta T_2^д = 196°; \quad \Delta T_2^ж = 211°.$$

[1] Глава XX первой части.

Оценивая перепад температур от пункта их измерения у огневой решетки до плоскости решетки в 30°, имеем окончательные величины температур входа газов в дымогарные и жаровые трубы:

$$T_2^{д} = 920 + 196 - 30 = 1086°;$$
$$T_2^{ж} = 885 + 211 - 30 = 1066°.$$

Истинные температуры уходящих газов:

$$T_3^{д} = 313 + 10 = 323°.$$
$$T_3^{ж} = 321 + 10 = 331°.$$

Выше мы имели: $M = 4133$; $N = 0{,}4450$; $t_к = 197°$ (при $p_к = 15{,}0$ ата); $H_д = 105{,}7$ м²; $\beta = 0{,}542$.

Составляем уравнение теплопередачи для поверхности нагрева дымогарных труб.

$$\left[(4133 + 2 \cdot 0{,}4450 \cdot 197)\, 2{,}3 \lg \frac{1086 - 197}{323 - 197} + 2 \cdot 0{,}4450\, (1086 - 323) \right] \times$$
$$\times (1 - 0{,}542) = 105{,}7\, K_д,$$

откуда $K_д = 39{,}37$ ккал/м² час °С.

По формуле (260) подсчитываем величину весовой скорости газов сгорания, протекающих по дымогарным трубам:

$$U_д = \frac{(9{,}3 \cdot 1{,}357 + 1)\, 1285}{3600 \cdot 0{,}262}\, 0{,}458 = 8{,}50 \text{ кг/м² сек},$$

где

$$L_0 = 9{,}3; \quad \mu B_h = 1\,527 \cdot 0{,}8415 = 1285; \quad \alpha = \frac{1}{1 - 3{,}76 \frac{5{,}95 - 0{,}34}{80{,}37}} = 1{,}357;$$
$$\Omega_д = 0{,}262.$$

Тепло, отдаваемое в котел через поверхность нагрева дымогарных труб:

$$Q_д = (1 - \beta)\, [M\, (T_2^{д} - T_3^{д}) + N\, (T_2^{д2} - T_3^{д2})] =$$
$$= 0{,}458\, [4\,133\, (1086 - 323) + 0{,}4450\, (1086^2 - 323^2)] = 1\,663\,000 \text{ ккал/час}.$$

При проектировании нового котла паровозного типа в подавляющем большинстве случаев задача ставится следующим образом: основные контуры котла, в том числе количество и размеры дымогарных и жаровых труб, длина трубчатой части котла, тип пароперегревателя,—намечаются на основе предварительных соображений и ориентировочных расчетов, в дальнейшем при помощи тепловых расчетов предстоит найти ожидаемые характеристики работы котла, т. е. количество приготовляемого пара, температуру перегрева пара, температуру уходящих газов.

Если эти предположительные характеристики удовлетворяют заданию, то намеченные размеры котла принимаются окончательно, и можно приступать к разработке детальных чертежей; в противном случае в

намеченные ранее размеры котла вносятся соответствующие изменения и вновь проверяются тепловым расчетом.

В рамках рассматриваемого нами вопроса о работе пучка дымогарных труб в перегревном паровозном котле дело обстоит так: предварительно подсчитаны M, N, L_0, α, μ, B_h, $t_к$, T_2, намечены: $H_д$, $\Omega_д$ и определен коэффициент β. После этого из выражения (260) подсчитываем $U_д$, а по каждому из выражений (261) или (262) — $K_д$. Подставляя эти величины в формулу (259), путем попыток находим ожидаемую температуру уходящих из дымогарных труб газов $T_з^д$.

ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ЖАРОВЫХ ТРУБАХ ДО ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Ввиду технических трудностей непосредственное измерение температуры газов у поворотных колпачков пароперегревательных элементов обычно при опытах не производится. Отсутствуют поэтому и эмпирические данные о величине коэффициента теплопередачи $K_{ж'}$ для участков свободной поверхности нагрева жаровых труб.

Поэтому в этом случае используем формулу (116) для конвективного теплообмена при охлаждении жидкости в круглой трубке

$$\alpha_{ж'} = A \frac{U_{ж'}^{0,8}}{d_{ж'}^{0,2}}.$$

Температуры газов на рассматриваемом участке поверхности нагрева жаровых труб меняются от 700 до 1300°, принимая в среднем $T_{ж'} = 1050°$.

Для этой температуры по табл. 7 находим значение коэффициента A.

Вводя, кроме того, в предыдущее выражение $d_{ж'} = 0{,}1$, получим:

$$\alpha_{ж'} = 9{,}0 U_{ж'}^{0,8}. \qquad (263)$$

Для узкотрубного пароперегревателя типа Элеско Е применяются обычно жаровые трубы диаметром 82,5/89 мм с внутренним диаметром подкатанной части $d_{ж'} = 72$ мм; для этого случая:

$$\alpha_{ж'} = 9{,}6\, U_{ж'}^{0,8}. \qquad (264)$$

Что касается чистого теплообмена на рассматриваемом участке поверхности нагрева жаровых труб, то оценить сколько-нибудь надежно степень черноты газового факела довольно трудно; подсчеты по данным ЦКТИ, проделанные в предположении темного газового излучения, дают цифры порядка 0,04—0,05; замечая, однако, что на этих участках излучение искрового факела еще довольно значительно, принимаем ориентировочно

$$\varepsilon_{газ} = 0{,}1.$$

После этого для рассматриваемого участка можно написать следующее выражение для суммарного количества тепла $Q_{ж'}$, передаваемого от

газов к воде через стенки жаровых труб:

$$Q_{ж'} = \alpha_{ж'} H_{ж'} \left(\frac{T_2^{ж} + T_A}{2} - t_к \right) +$$

$$+ 4{,}96 \cdot \varepsilon_{газ} \cdot \varepsilon_{ст} \cdot H_{ж'} \cdot \left[\left(\frac{\frac{T_2^{ж} + T_A}{2} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_к + 273}{100} \right)^4 \right]. \qquad (265)$$

Здесь средняя для участка температура газов подсчитана как средняя арифметическая из крайних $T_2^{ж}$ и T_A, что вполне допустимо ввиду небольшого протяжения рассматриваемого участка; температура внутренней поверхности стенки жаровой трубы заменена температурой $t_к$, что также дает ничтожную ошибку.

Выражение для $Q_{ж'}$ может быть написано и по схеме уравнения тепла:

$$Q_{ж'} = \beta \left[M \left(T_2^{ж} - T_A \right) + N \left(T_2^{ж2} - T_A^2 \right) \right]. \qquad (266)$$

Соединяя правые части выражений (265) и (266) знаком равенства и решая полученное уравнение, находим величину T_A, затем по одному из выражений (265) или (266) — величину $Q_{ж'}$.

Ввиду некоторой условности в выборе величины константы $\varepsilon_{газ}$ газового излучения можно пользоваться упрощенным методом расчета, выражая суммарный коэффициент теплопередачи $K_{ж'}$, учитывающий и конвективный и лучистый теплообмен, аналогично с дымогарными трубами:

$$K_{ж'} = a \cdot U_{ж'}^{0{,}9}. \qquad (266а)$$

На основании предварительных просчетов рекомендуем принимать $a = 6{,}00$.

Применяя упрощенный метод к нашему примеру, получим:

$$K_{ж'} = 6{,}00 \cdot 10{,}50^{0{,}9} = 49{,}80$$

$$\left[(4\,133 + 2 \cdot 0{,}4450 \cdot 197)\, 2{,}3 \lg \frac{1\,066 - 197}{T_A - 107} + 2 \cdot 0{,}4450\, (1\,066 - T_A) \right] 0{,}542 =$$

$$= 49{,}80 \cdot 6{,}27,$$

откуда

$$T_A = 972°.$$

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ЧАСТИ ЖАРОВЫХ ТРУБ, ЗАНЯТОЙ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

На рассматриваемом протяжении длины жаровых труб теплопередача происходит одновременно в двух направлениях: часть тепла газов, протекающих по жаровым трубам, в количестве β' передается через стенки пароперегревательных трубок пару, протекающему по этим последним, остальная часть $(1 - \beta')$ идет в котел через стенки жаровых труб.

Коэффициент β' есть отношение количества тепла, пошедшего на осушку и перегрев пара, протекающего по пароперегревательным трубкам, ко всему количеству тепла, отдаваемого газами в жаровых трубах на рассматриваемом их протяжении.

Из предыдущего анализа известны величины: T_A, $T_3^{ж}$, t_{ii}, $t_к$, B_m, β, M, N.

Суммарное количество тепла, отдаваемое газами одновременно в котел и в пароперегреватель:

$$Q_{ж''} = \beta [M (T_A - T_3^{ж}) + N (T_A^2 - T_3^{ж2})]. \tag{267}$$

Из этого количества тепла на осушку и перегрев пара идет

$$Q_{ü} = B_m (\lambda_{ü} - \lambda_к), \tag{268}$$

где $\lambda_{ü}$ — теплосодержание перегретого пара в коллекторе, определяемое по давлению и температуре перегретого пара, а $\lambda_к$ — теплосодержание котлового пара:

$$\lambda_к = q_к + r x_к. \tag{269}$$

Тепло, отдаваемое в котел через поверхность $H_{ж''}$,

$$Q_э = Q_{ж''} - Q_{ü};$$

$$\beta' = \frac{Q_{ü}}{Q_{ж''}}; \qquad 1 - \beta' = \frac{Q_э}{Q_{ж''}} = \frac{Q_{ж''} - Q_{ü}}{Q_{ж''}}.$$

Выражения для коэффициентов теплопередачи могут быть написаны следующим образом:

$$K_{ж''} = \frac{Q_э}{(T_{ж''} - t_к) H_{ж''}}, \tag{270}$$

$$K_{ü} = \frac{Q_{ii}}{(T_{ж''} - t_п) H_{ü}}, \tag{271}$$

где $T_{ж''}$ — средняя температура газов на длине в $l_{ж''}$:

$$T_{ж''} = \frac{T_A - T_3^{ж}}{2{,}3 \lg \dfrac{T_A - t_к}{T_3^{ж} - t_к}} + t_к;$$

$$t_п \approx \frac{t_{ü} + t_к}{2}.$$

Весовая скорость газового потока:

$$U_{ж''} = \frac{(L_0 \alpha + 1) \mu B_h}{3\,600 \Omega_{ж''}} \beta. \tag{272}$$

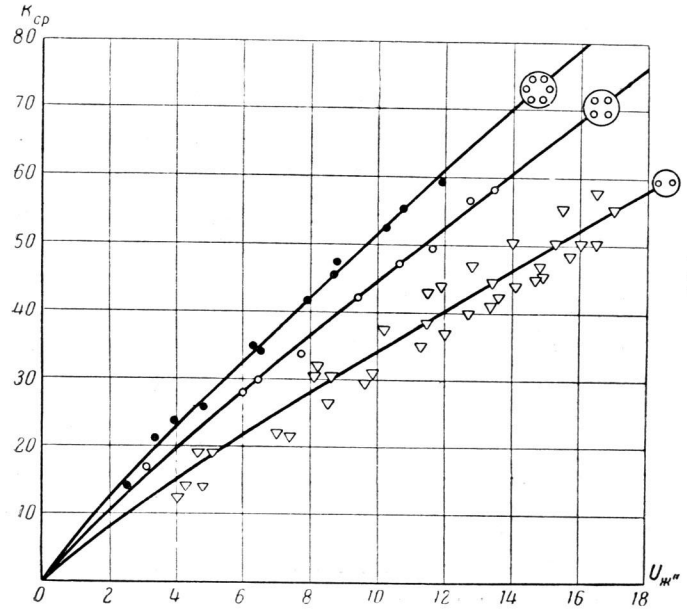
Для подсчета величин $Q_{ü}$, $Q_э$, β', $K_{ж''}$ и $K_{ü}$ необходимо знать степень сухости рабочего пара в сухопарном колпаке (за паросушителем) $x_к$. Между тем эта величина, если и измеряется во время опыта, то крайне

ненадежно. Таким образом, дать на основе опытов надежные эмпирические выражения для величин $K_{ж''}$ и $K_{й}$, подобно тому, как это было сделано для величины $K_{д}$, не представляется возможным.

Это существенное затруднение несколько облегчается тем обстоятельством, что усредненная величина

$$K_{ср} = \frac{K_{ж''} + K_{й}}{2},$$

как показывают опыты, почти не зависит от положенной в основу подсчетов величины $x_{к}$.



Фиг. 119. Паровозы угольного отопления.

Проделанные подсчеты убеждают нас в том, что с изменением величины $x_{к}$ коэффициенты $K_{ж''}$ и $K_{й}$ подвержены довольно резким изменениям, в то время как их сумма, или величина $K_{ср}$, практически остается постоянной.

На фиг. 119 и 120 представлены результаты обработки опытных данных с паровозами угольного и нефтяного отопления.

По нанесенным для отдельных опытных поездок значениям величины $U_{ж''}$ и $K_{ср}$ проведены кривые, выражаемые следующими эмпирическими уравнениями.

Паровозы угольного отопления с шеститрубным пароперегревателем системы Чусова

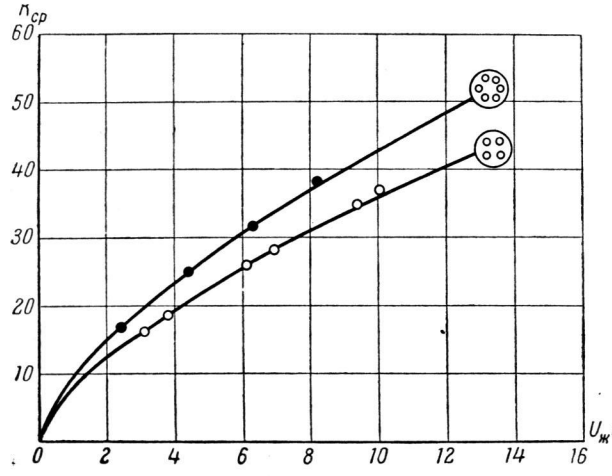
$$K_{ср} = 6{,}50 U_{ж''}^{0{,}9}. \qquad (273)$$

Паровозы угольного отопления с четырехтрубным пароперегревателем системы Шмидта:

$$K_{ср} = 5{,}62U_{ж''}^{0{,}9}. \qquad (274)$$

Паровозы угольного отопления с двухтрубным пароперегревателем системы Элеско Е:

$$K_{ср} = 4{,}30U_{ж''}^{0{,}9}. \qquad (275)$$



Фиг. 120. Паровозы нефтяного отопления.

Паровозы нефтяного отопления с шеститрубным пароперегревателем системы Чусова:

$$K_{ср} = 9{,}57U_{ж''}^{0{,}65}. \qquad (276)$$

Паровозы нефтяного отопления с пароперегревателем системы Шмидта:

$$K_{ср} = 8{,}00U_{ж''}^{0{,}65}. \qquad (277)$$

В том случае, если влажность пара, поступающего в пароперегреватель, измерялась при опыте достаточно точным и надежным способом, величины $Q_{ü}$, $Q_{э}$, $K_{ж''}$ и $K_{ü}$ могут быть подсчитаны по формулам (258)—(271).

В качестве примера определения ожидаемых факторов тепловой работы газового потока в жаровых трубах проектируемого паровоза произведем расчет для паровозного котла, имеющего следующие размеры:

Площадь колосниковой решетки	$R = 5{,}7$ м²
Объем огневой коробки	$V_т = 9{,}7$ м³
Поверхность нагрева огневой коробки	$H_т = 22{,}8$ м²
Поверхность нагрева дымогарных труб (водяная)	$H_д^в = 179{,}8$ »
» » жаровых » »	$H_ж^в = 103{,}2$ »
Испаряющая водяная поверхность нагрева котла	$H_к = 305{,}8$ »
Поверхность нагрева пароперегревателя системы Шмидта	$H_{ü} = 100{,}9$ »
Количество и диаметр дымогарных труб	280; 46/51 мм
» » » жаровых »	48; 125/133 »
Диаметр трубок пароперегревателя	29/36 »
Отношение	$\frac{H_{ü}}{H_к} = 0{,}330$
Поверхность нагрева дымогарных труб (газовая)	$H_д = 162{,}2$ м²
» » жаровых » »	$H_{ж'} = 9{,}4$ » $H_{ж''} = 87{,}6$ »
Расстояние между трубными решетками	$l = 5{,}15$ м
Длина свободной части жаровых труб	$l_{ж'} = 0{,}50$ »
Площади для прохода газов	$\Omega_д = 0{,}362$ м² $\Omega_{ж'} = 0{,}377$ » $\Omega_{ж''} = 0{,}393$ »

Гидравлические радиусы сечений . . . . . $\begin{cases} r_д = 11{,}5 \text{ мм} \\ r_{ж'} = 25{,}0 \text{ »} \\ r_{ж''} = 9{,}7 \text{ »} \end{cases}$

Площадь для прохода пара в пароперегреватель . . . . . $\Omega_{ü} = 0{,}0315$ м²

Рабочее давление пара . . . . . $p_к = 15$ ата

Принято при расчете:

$t_к = 197°$; $x_к = 0{,}98$; $\lambda_к = 661{,}1$; $\tau = 15°$; $t_в = 0°$; $Q_4 = 0{,}015 Q_0$; $\Sigma b = 0{,}05 B_к$.

Доля газов, поступающих в жаровые трубы:

$$\beta = 0{,}506.$$

Топливо (уголь марки ПЖ):

$$73{,}3\,C + 4{,}3\,H + 2{,}4\,O + 0{,}8\,N + 1{,}7\,S + 4{,}0 + 13{,}5\,A;$$

$$K_р^н = 7\,000; \quad L_0 = 9{,}71; \quad \beta_0 = 0{,}129.$$

Режим работы:

$$Y = 400; \quad \alpha = 1{,}2.$$

Потеря тепла в провале и шлаках:

$$q_{ш+п} = \frac{60}{4{,}6 + \sqrt{400}} = 2{,}44\,\%.$$

Потеря с механическим уносом:

$$q_у = 10{,}0 \left(\frac{9{,}71 \cdot 1{,}2 \cdot 400\ \mu}{3\,600} \right)^{1{,}5}.$$

Путем попыток находим:

$$q_у = 11{,}73\,\%; \quad \mu = 1 - \frac{2{,}44 + 11{,}73}{100} = 0{,}8587.$$

$$B_h = 5{,}7 \cdot 400 = 2\,280;$$

$$\mu B_h = 0{,}8587 \cdot 2\,280 = 1958.$$

Объемное напряжение топки:

$$\frac{\mu B_h K_р^н}{V_т} = \frac{1958 \cdot 7000}{9{,}7} = 1\,413\,000.$$

Потеря от химического недогорания:

$$q_2' = 1{,}7 \cdot 10^{-6} \cdot 1\,413\,000^2 + \frac{1{,}2 \cdot 10^5}{1\,413\,000 + 16\,000} = 4{,}23\,\%.$$

Из предыдущего имеем:

$$4{,}23 = 56{,}9 \cdot 73{,}3 \frac{CO}{CO_2 + CO} \frac{1958}{2280 \cdot 7000} 100; \tag{278}$$

$$1{,}2 = \frac{1}{1 - 3{,}76 \dfrac{O_2 - 0{,}5CO}{100 - CO_2 - CO - O_2}}; \tag{279}$$

$$CO = \frac{21 - 1{,}129 \cdot CO_2 - O_2}{0{,}605 + 0{,}129}. \tag{280}$$

Решая уравнения (278) — (280), находим:

$$CO_2 = 14{,}05\,\%; \quad CO = 1{,}27\,\%; \quad O_2 = 4{,}20\,\%.$$

Подсчитываем коэффициенты уравнения тепла:

$$M = 5\,831; \qquad N = 0{,}6444.$$

Тепловое уравнение поверхности топки:

$$\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{H_{\text{т}}} = \frac{1958 \cdot 7000}{22{,}8} = 601\,100.$$

Температура газов при входе в трубы:

$$T_2 = (4100 - 600 \cdot 1{,}2)\,\frac{\sqrt{601\,100} + 215}{\sqrt{601\,100} + 2000} = 1242;$$

$$Q_0 = 2280 \cdot 7000 = 15\,960\,000;$$

$$Q_{T_1} = 15\,960\,000\left(1 - \frac{2{,}44 + 11{,}73 + 4{,}23}{100}\right) = 13\,023\,000;$$

$$Q_{T_2} = 5831 \cdot 1242 + 0{,}6444 \cdot 1242^2 = 8\,240\,000.$$

Тепло, отдаваемое топкой в котел:

$$Q_{\text{т}} = Q_{T_1} - Q_{T_2} = 4\,783\,000.$$

Разделение газового потока между жаровыми и дымогарными трубами

Подсчитаем гидродинамические характеристики дымогарных и жаровых труб:

$$a = \frac{5{,}15}{0{,}362^2 \cdot 0{,}0115} = 3417;$$

$$b = \frac{0{,}50}{0{,}377^2 \cdot 0{,}0250} = 141;$$

$$c = \frac{4{,}65}{0{,}393^2 \cdot 0{,}097} = 3{,}103.$$

Определяем долю газов β, направляющихся через жаровые трубы:

$$\beta = \frac{3417 - \sqrt{3417\ (1{,}33 \cdot 141 + 0{,}96 \cdot 3103)}}{3417 - (1{,}33 \cdot 141 + 0{,}96 \cdot 3103)} = 0{,}506.$$

$$1 - \beta = 0{,}494.$$

Дымогарные трубы

$$U_{\text{д}} = \frac{(9{,}71 \cdot 1{,}2 + 1)\,1958}{3600 \cdot 0{,}362}\,(1 - 0{,}506) = 9{,}39.$$

$$K_{\text{д}} = 5{,}94 \cdot 9{,}39^{0{,}9} = 44{,}59.$$

$$(1-0{,}506)\left[(5\,831+2\cdot 0{,}6444\cdot 197)\,2{,}3\lg\frac{1\,242-197}{T_з^д-197}+\right.$$

$$\left.+2\cdot 0{,}6444\,(1\,242-T_з^д)\right]=44{,}59\cdot 162{,}2,$$

откуда

$$T_з^д=311°.$$

$$Q_д=(1-0{,}506)\,[5\,831\,(1\,242-311)+0{,}6444\,(1\,242^2-311^2)]=3\,141\,000.$$

Жаровые трубы в свободной части

$$U_{ж'}=\frac{(9{,}71\cdot 1{,}2+1)\,1\,958}{3\,600\cdot 0{,}377}\cdot 0{,}506=9{,}24;$$

$$K_{ж'}=6{,}0\cdot 9{,}24^{0{,}9}=44{,}39;$$

$$0{,}506\left[(5\,831+2\cdot 0{,}6444\cdot 197)\,2{,}3\lg\frac{1\,242-197}{T_A-197}+2\cdot 0{,}6444\,(1\,242-T_A)\right]=$$

$$=44{,}39\cdot 9{,}4,$$

откуда

$$T_A=1\,132°.$$

$$Q_{ж'}=0{,}506\,[5\,831\,(1\,242-1\,132)+0{,}6444\,(1\,242^2-1\,132^2)]=410\,000.$$

Жаровые трубы в области пароперегревателя

$$U_{ж''}=\frac{(9{,}71\cdot 1{,}2+1)\,1\,958}{3\,600\cdot 0{,}393}\cdot 0{,}506=8{,}86;$$

$$K_{ср}=5{,}62\cdot 8{,}86^{0{,}9}=40{,}03.$$

Уравнение теплопередачи от газов через стенки жаровых труб котловой воде может быть написано по аналогии с уравнением (259):

$$(1-\beta')\left[7\,082\lg\frac{1\,132-197}{T_з^ж-197}+0{,}6521\,(1\,132-T_з^ж)\right]=K_{ж''}\,87{,}6. \quad (281)$$

Для вывода уравнения теплопередачи пароперегревательной поверхности напишем выражения для количеств тепла, отдаваемых газовым потоком котловой воде и перегреваемому пару:

$$Q_э=K_{ж''}\,H_{ж''}\,(T_{ж'}-t_к); \quad (282)$$

$$Q_п=K_п\,H_п\,(T_{ж''}-t_п), \quad (283)$$

где $T_{ж'}$ — средняя температура газов в пределах рассматриваемого протяжения жаровых труб, а $t_п$ — средняя температура циркулирующего в элементах пара, которую условно можно принять равной

$$t_п=\frac{t_к+t_п}{2}.$$

Из уравнения (270) имеем:

$$T_{ж''} = \frac{Q_э}{K_{ж''} H_{ж''}} + t_к.$$

Подставляя значения величин $T_{ж''}$ и $t_п$ в (283), получим:

$$Q_ü = K_ü H_ü \left(\frac{Q_э}{K_{ж''} H_{ж''}} + t_к - \frac{t_к - t_ü}{2} \right),$$

или

$$\frac{Q_ü}{\frac{Q_э}{K_{ж''} H_{ж''}} - \frac{t_ü - t_к}{2}} = K_ü H_ü. \tag{284}$$

Обозначая отношение количества тепла, передаваемого газами через стенки пароперегревательных трубок пару, ко всему количеству тепла, отдаваемого на оба фронта — в котел и в пароперегреватель, через β', напишем выражение для тепла, расходуемого на осушку и перегрев пара:

$$Q_ü = \beta\beta' [M (T_A - T_з^ж) + N (T_A^2 - T_з^{ж2})], \tag{285}$$

где

$$\beta' = \frac{Q_ü}{Q_{ж''}}.$$

Принимаем пока в качестве первого приближения

$$K_{ср} = K_{ж''} = K_ü$$

и подставляем эту величину в уравнения (281) и (284):

$$(1 - \beta') \left[7082 \lg \frac{935}{T_з^ж - 197} + 0{,}6521 (1\,132 - T_з^ж) \right] = 40{,}03 \cdot 87{,}6 = 3\,507; \tag{286}$$

$$\frac{Q_ü}{\frac{Q_э}{3\,507} - \frac{t_ü - 197}{2}} = 40{,}03 \cdot 100{,}9 = 4\,039. \tag{287}$$

Подставляя в (285) значения β, M, N и T_A, имеем:

$$Q_ü = 0{,}506\beta' [5\,831 (1\,132 - T_з^ж) + 0{,}6444 (1\,132^2 - T_з^{ж2})]. \tag{288}$$

Три последние уравнения представляют собой систему определяющих уравнений для исследуемой части длины жаровых труб. Решая эту систему, получим последовательно все характеристики работы газового потока.

Решение системы уравнений (286) — (288) возможно только методом пробных подстановок и производится в такой последовательности.

Задаваясь величиной $T_з^ж$, подставляем ее в (286) и определяем величину β'.

Подставляя в (288) β' и $T_з^ж$, определяем $Q_ü$.

Находим $Q_э$ из выражения:

$$\beta' = \frac{Q_ш}{Q_ш + Q_э}.$$

Подсчитываем суммарное количество тепла, передаваемое в котел через стенки топки, дымогарных и жаровых труб:

$$\sum Q = Q_т + Q_д + Q_{ж'} + Q_э.$$

Вычитая из этой суммы количество тепла Q_4, теряемое на внешнее излучение, получим количество тепла, расходуемого на приготовление в котле пара:

$$Q_к = \sum Q - Q_4.$$

Зная котловое давление $p_к$ и задаваясь степенью сухости пара $x_к$ (в регуляторной трубе, подводящей пар из сухопарного колпака в коллекторную коробку), находим из термодинамических таблиц теплосодержание котлового пара $\lambda_к$.

Определяем полную часовую паропроизводительность котла:

$$B_к = \frac{\Sigma Q - Q_4}{\lambda_к - \tau}.$$

Задаваясь долей $\mu_с$ пара, расходуемого на служебные нужды, находим полезную часовую паропроизводительность:

$$B_т = (1 - \mu_с) B_к.$$

Подсчитываем приращение теплосодержания 1 кг пара в пароперегревательных элементах:

$$\Delta\lambda = \frac{Q_ш}{B_т}.$$

Находим теплосодержание 1 кг перегретого пара:

$$\lambda_ш = \lambda_к + \Delta\mu.$$

Температура перегретого пара $t_ш$ в коллекторе находится по $I - S$-диаграмме.

После этого подставляем величины Q, $Q_ш$ и $t_ш$ в левую часть контрольного уравнения (287). Если оно обращается в тождество, система уравнений считается решенной, в противном случае приходится задаваться другим значением $T_з^ж$ и делать пересчет в указанном порядке, пока не получится достаточно удовлетворительного совпадения [1].

[1] Допускаемая разница значений правой и левой частей выражения (287) не должна превышать 0,2%.

Применяя этот способ к разрабатываемому нами примеру проектного паровозного котла, после ряда попыток находим

$$T_з^ж = 319{,}5°;$$

из (286)

$$\beta' = 0{,}4828;$$

из (288)

$$Q_ü = 1\,343\,000;$$

$$Q_э = 1\,343\,000 \cdot \frac{1 - 0{,}4828}{0{,}4828} = 1\,439\,000.$$

$$\sum Q = 4\,783\,000 + 3\,141\,000 + 410\,000 + 1\,439\,000 = 9\,773\,000.$$

Потерю на наружное охлаждение котла оцениваем ориентировочно в 15% от тепла сгорания.

$$Q_4 = 0{,}015 \cdot Q_0 = 0{,}015 \cdot 2\,280 \cdot 7\,000 = 240\,000;$$

$$Q_к = 9\,773\,000 - 240\,000 = 9\,533\,000.$$

Задаваясь влажностью котлового пара 2%, имеем

$$x_к = 1 - 0{,}02 = 0{,}98;$$

при $p_к = 15$ ата:

$$\lambda_к = 200{,}7 + 469{,}8 \cdot 0{,}98 = 661{,}1;$$

принимая температуру питательной воды $\tau = 15°$, получим:

$$B_к = \frac{9\,533\,000}{661{,}1 - 15}\,14\,755;$$

принимая $\mu_c = 0{,}05$, найдем:

$$B_m = 14\,755\,(1 - 0{,}05) = 14\,017;$$

$$\Delta\lambda = \frac{1\,343\,000}{14\,017} = 95{,}8;$$

$$\lambda_ü = 661{,}1 + 95{,}8 = 756{,}9;$$

$$t_ü = 352°.$$

Подсчитываем величину левой части контрольного уравнения (287):

$$\frac{1\,343\,000}{\frac{1\,439\,000}{3\,507} - \frac{352 - 197}{2}} = 4\,035,$$

что почти точно совпадает с величиной правой части.

Полученный результат можно рассматривать лишь как грубое приближение, так как в основу решения было положено совершенно произвольное и, конечно, неправильное предположение о равенстве коэффициентов теплопередачи к воде и пару.

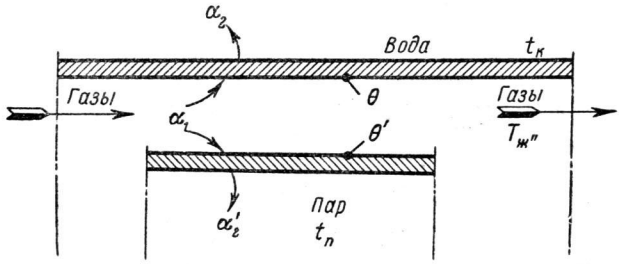
К устранению этого вынужденного недочета мы теперь и переходим. Схема теплопередачи в жаровых трубах представлена на фиг. 121.

α_1 — коэффициент теплоперехода от газа к стенке;

α_2 — коэффициент теплоперехода от стенки к воде;

α_2' — коэффициент теплоперехода от стенки к пару.

θ и θ' — температура стенок жаровой и пароперегревательной труб со стороны газа.



Фиг. 121

Пренебрегая тепловым сопротивлением стенки, напишем выражения для коэффициентов теплопередачи от газов воде ($K^0_{ж''}$) и от газов пару ($K^0_{п}$):

$$K^0_{ж''} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2};$$

$$K^0_{п} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2'}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2'}{\alpha_1 + \alpha_2'}.$$

Коэффициент α_2 принят в дальнейшем

$$\alpha_2 = 4\,000.$$

Коэффициент α_2' подсчитываем по формуле [1]

$$\alpha_2' = B \frac{u_п^{0,8}}{d_п^{0,2}},$$

где

$$B = 0{,}244 \frac{\lambda^{0,6} c_p^{0,4}}{\mu^{0,4}}.$$

Подставляя $d_п = 0{,}029$ м; $c_p = 0{,}56$; $\mu = 2{,}25 \cdot 10^{-6}$ и $\lambda = 0{,}045$, получим [2]:

$$\alpha_2' = 11{,}0\, u_п^{0,8} \quad [3].$$

---

[1] Михеев М. А. Основы теплопередачи. Энергоиздат, 1949, глава IV.

[2] Физические свойства перегретого водяного пара см. Вукалович М. П. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Машгиз, 1950.

[3] Для пароперегревателя Чусова с диаметром трубок $d_п = 18$ мм: $\alpha_2' = 12{,}0\, U_п^{0,8}$; для пароперегревателя Элеско Е с диаметром трубок $d_п = 24$ мм: $\alpha_2' = 11{,}35\, U_п^{0,8}$.

Для проектного котла:

$$U_{\ddot{и}} = \frac{14\,017}{3\,600 \cdot 0{,}0315} = 123{,}6 \text{ кг/м}^2 \text{ сек};$$

$$\alpha_2' = 11{,}0 \cdot 123{,}6^{0{,}8} = 520 \text{ ккал/м}^2 {}^\circ\text{C}.$$

Затем путем подбора находим такое значение α_1, при котором средняя величина коэффициента теплопередачи $\frac{K^0_{ж''} + K^0_{\ddot{и}}}{2}$ равна ранее подсчитанной, т. е. 40,03.

При $\alpha_1 = 41{,}72$:

$$K^0_{ж''} = \frac{41{,}72 \cdot 4\,000}{41{,}72 + 4\,000} = 41{,}32;$$

$$K^0_{\ddot{и}} = \frac{41{,}72 \cdot 520}{41{,}72 + 520} = 38{,}76;$$

$$K_{ср} = \frac{41{,}29 + 38{,}78}{2} = 40{,}03.$$

Подставляя эти новые цифры в правые части уравнений (281) и (284), получим новую систему исправленных определяющих уравнений:

$$(1 - \beta')\left[7082 \lg \frac{935}{T_з^{ж} - 197} + 0{,}6521\,(1\,132 - T_з^{ж})\right] = 41{,}32 \cdot 87{,}6 = 3\,617;$$

$$\frac{Q_{\ddot{и}}}{\frac{Q_э}{3\,617} - \frac{t_{\ddot{и}} - 197}{2}} = 38{,}76 \cdot 100{,}9 = 3\,913;$$

$$Q_{\ddot{и}} = 0{,}506\,\beta'\,[5\,831\,(1\,132 - T_з^{ж}) + 0{,}6444\,(1\,132^2 - T_з^{ж2})].$$

Решая эту систему в указанной выше последовательности, получаем: $T_з^{ж} = 318{,}5°$; $\beta' = 0{,}4686$; $Q_{\ddot{и}} = 1\,306\,000$ ккал/час; $Q_э = 1\,480\,000$ ккал/час; $Q_к = 9\,574\,000$ ккал/час; $B_к = 14\,818$ кг/час; $B_т = 14\,077$ кг/час; $\Delta\lambda = 92{,}7$ ккал/кг; $\lambda_{\ddot{и}} = 753{,}8$ ккал/кг; $t_{\ddot{и}} = 347{,}7°$, контрольная величина

$$\frac{1\,306\,000}{\frac{1\,480\,000}{3\,617} - \frac{347{,}7 - 197}{2}} = 3\,911.$$

Полученные цифры все еще не могут считаться окончательными, а являются лишь второй степенью приближения к истине. Дело в том, что мы не учли пока одного фактора, несомненно влияющего на распределение тепла, отдаваемого стенкам жаровых и пароперегревательных труб. Этим фактором является разница температур стенок жаровой и пароперегревательной трубок, вызывающая излучение стенок пароперегревательных трубок на более холодные стенки жаровых труб.

Для определения температуры стенки жаровой трубы[1] напишем

[1] Здесь подразумевается температура, усредненная для всего протяжения жаровой трубы.

выражение для количества тепла, переходящего от газов к 1 м² стенки в час:

$$Q = \alpha_1 (T_{ж''} - \theta).$$

Это же самое количество тепла передается от газов к котловой воде:

$$Q = K^0_{ж''} (T_{ж''} - t_к).$$

Из первого выражения

$$\theta = T_{ж''} - \frac{Q}{\alpha_1} = T_{ж''} - \frac{K^0_{ж''} (T_{ж''} - t_к)}{\alpha_1}. \quad (289)$$

Этим же способом определяется и усредненная температура стенки пароперегревательной трубки

$$\theta' = T_{ж''} - \frac{K^0_{ӣ} (T_{ж''} - t_п)}{\alpha_1}. \quad (290)$$

После этого легко написать выражение для количества тепла, излучаемого в течение часа поверхностью $H_{ӣ}$ на стенки жаровых труб[1]:

$$Q_л = 4{,}96 \varepsilon_{ст} \varepsilon'_{ст} H_{ӣ} \varphi \left[\left(\frac{\theta' + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta + 273}{100} \right)^4 \right], \quad (291)$$

где $\varepsilon_{ст} = \varepsilon'_{ст} = 0{,}8$ — степень черноты стенок жаровой и пароперегревательной трубок.

Угловой коэффициент излучения φ показывает, какая доля лучей, испускаемых стенками пароперегревательных трубок, падает на жаровые трубы. Этот коэффициент определяется методами поточной алгебры, или графически. Нами подсчитаны значения φ для пароперегревателей Чусова, Шмидта и Элеско Е:

Для Чусова . . . . . $\varphi = 0{,}625$,
» Шмидта . . . . . $\varphi = 0{,}660$,
» Элеско Е . . . . . $\varphi = 0{,}863$.

На фиг. 122 представлена схема излучения для трубок пароперегревателя системы Шмидта. Точка A излучает на жаровую трубу три пучка лучей: основной пучок, измеряемый углом $\alpha_1 = 28{,}9°$, и два дополнительных: $\alpha_2 = 6{,}6°$ и $\alpha_3 = 11{,}8°$.

Суммарный угол излучения для точки A составляет 47,3°, что в долях от наибольшего возможного одностороннего излучения дает

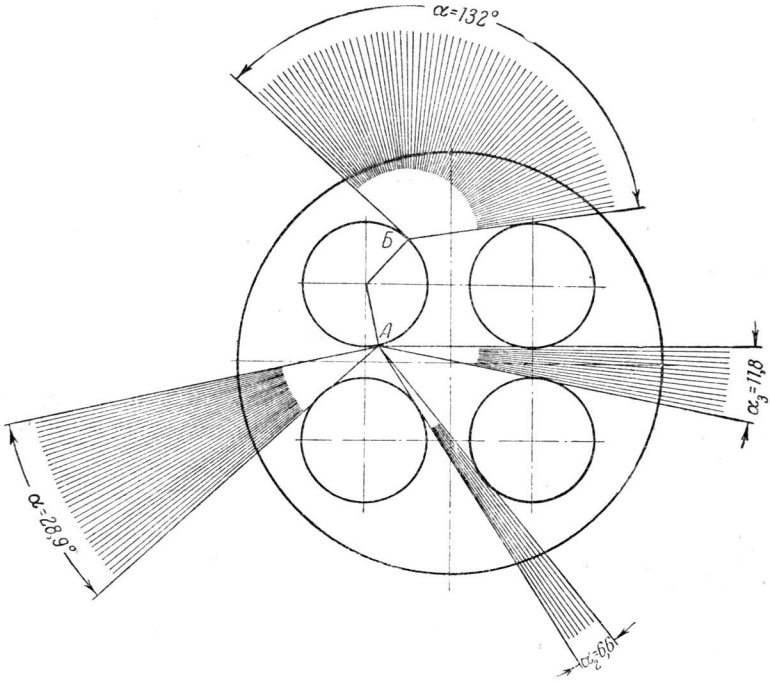
$$\varphi_A = \frac{47{,}3°}{180°} = 0{,}263.$$

Для точки $Б$ поверхности той же пароперегревательной трубки угол излучения на жаровую трубу (экран) равен 132°, следовательно:

$$\varphi_Б = \frac{132°}{180°} = 0{,}733.$$

[1] Протекающие по жаровым трубам газы считаем абсолютно прозрачными ($\varepsilon_{газ} = 0$) ввиду тонкости газового слоя.

Средняя для всех точек наружной поверхности данной пароперегревательной трубки величина φ и представляет собой угловой коэффициент φ, входящий в формулу (291).



Фиг. 122

Определив количество тепла, излучаемого пароперегревательных трубок на стенки жаровых труб, мы легко подсчитаем и величину поправок на излучение к вычисленным ранее коэффициентам теплопередачи $K_{ж''}$ и $K^0_{ü}$. Так как тепло отнимается от пароперегревателя и передается жаровым трубам, то поправка $\Delta K_{ж''}$ будет всегда положительна, а $\Delta K_{ü}$ — отрицательна.

Имеем

$$Q_л = \Delta K_{ж''} H_{ж''} (T_{ж''} - t_к);$$

$$Q_л = \Delta K_{ü} H_{ü} (T_{ж''} - t_п),$$

откуда

$$\Delta K_{ж''} = + \frac{Q_л}{H_{ж''} (T_{ж''} - t_к)}; \tag{292}$$

$$\Delta K_{ü} = - \frac{Q_л}{H_{ü} (T_{ж''} - t_п)}. \tag{293}$$

После этого окончательные величины коэффициентов теплопередачи:

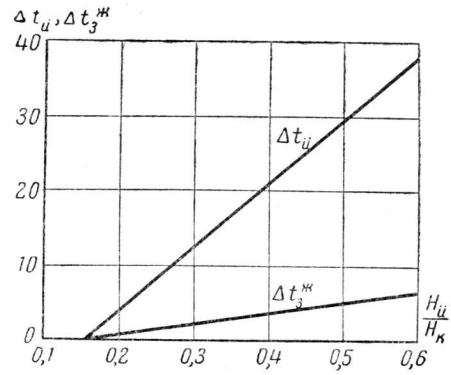
$$K_{ж''} = K^0_{ж''} + \Delta K_{ж''},$$

$$K_{ü} = K^0_{ü} - \Delta K_{ü}.$$

Оперируя с этими уточненными величинами, решаем в третий и последний раз систему определяющих уравнений: (281), (284) и (285) и находим окончательные значения всех характеристик тепловой работы котла.

Намеченный заключительный этап нашего исследования требует предварительной наметки величин радиационных поправок к температурам $t_{\ddot{и}}$ и $T_з^{ж}$ для возможности подсчета истинных значений средних температур газов и пара, входящих в выражения (289), (290), (292) и (293).

Для облегчения этой задачи на фиг. 123 даны величины $\Delta t_{\ddot{и}}$ и $\Delta T_з^{ж}$ в функции от величины отношения пароперегревательной поверхности к испаряющей поверхности нагрева $\left(\frac{H_{\ddot{и}}}{H_к}\right)$. Графики справедливы для пароперегревателей системы Чусова и Шмидта; для пароперегревателя Элеско Е величины поправок $\Delta t_{\ddot{и}}$ и $\Delta T_з^{ж}$, полученные из графика на фиг. 123, должны быть увеличены на 30%.



Фиг. 123

Продемонстрируем изложенную методику на примере проектного паровозного котла.

Из графика (фиг. 123) для $\frac{H_{\ddot{и}}}{H_к} = 0{,}330$ находим:

$$\Delta t_{\ddot{и}} = -15{,}0°,$$

$$\Delta T_з^{ж} = -2{,}5°.$$

Вводя эти поправки, находим:

$$t_{\ddot{и}} = 347{,}7 - 15{,}0 = 332{,}7°;$$

$$T_з^{ж} = 318{,}5 - 2{,}5 = 316°;$$

$$T_{ж''} = 197 + \frac{1\,132 - 316{,}0}{2{,}3 \lg \frac{1\,132 - 197}{316{,}0 - 197}} = 594°;$$

$$t_п = \frac{197 - 332{,}7}{2} = 265{,}0°,$$

$$\theta = 594 - \frac{41{,}29(594 - 197)}{41{,}72} = 201{,}0°;$$

$$\theta' = 594 - \frac{38{,}78(594 - 265)}{41{,}72} = 288{,}5°;$$

$$Q_л = 4{,}96 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}66 \cdot 100{,}9 \left[\left(\frac{288{,}5 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{201 + 273}{100}\right)^4\right] = 103\,000;$$

$$\Delta K_{ж'} = + \frac{103\,000}{87{,}6\,(594 - 197)} = + 2{,}96;$$

$$\Delta K_{ü} = - \frac{103\,000}{100{,}9\,(594 - 265)} = - 3{,}10.$$

Окончательные величины коэффициентов теплопередачи:

$$K_{ж'} = 41{,}32 + 2{,}96 = 44{,}28;$$

$$K_{ü} = 38{,}76 - 3{,}10 = 35{,}66.$$

Определяющие уравнения:

$$(1 - \beta')\left[7\,082 \lg \frac{935}{T_з^{ж} - 197} + 0{,}6521\,(1\,132 - T_з^{ж})\right] = 44{,}28 \cdot 87{,}6 = 3\,876;$$

$$\frac{Q_{ü}}{\dfrac{Q_э}{3\,876} - \dfrac{t_{ü} - 197}{2}} = 35{,}66 \cdot 100{,}9 = 3\,600;$$

$$Q_{ü} = 0{,}506\beta' [5\,831\,(1\,132 - T_з^{ж}) + 0{,}6444\,(1\,132^2 - T_з^{ж})].$$

Решение:

$T_з^{ж} = 316°$; $\beta' = 0{,}4350$; $Q_{ü} = 1\,214\,000$ ккал / час; $Q_э = 1\,577\,000$ ккал/час; $Q_к = 9\,671\,000$ ккал / час; $B_к = 14\,968$ кг / час; $B_m = 14\,220$ кг / час; $\Delta\lambda = 85{,}4$ ккал / кг; $\lambda_{ü} = 746{,}5$ ккал / кг; $t_{ü} = 332{,}7°$; контрольная величина:

$$\frac{1\,214\,000}{\dfrac{1\,577\,000}{3\,876} - \dfrac{332{,}7 - 197}{2}} = 3\,588.$$

Глава V

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА В ПРОМЕЖУТОЧНЫХ СЕЧЕНИЯХ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА

При решении некоторых специальных вопросов иногда бывает недостаточно знать начальное и конечное состояние пара. Часто бывает необходимо знать промежуточные температуры и в первую очередь температуры в местах поворота паровой струи.

Пусть кривая *kcdeü* (фиг. 124) представляет изменение температуры пара по длине элемента.

I, *II*, *III*, *IV* — нумерация трубок элемента (фиг. 125); t'_m, t''_m, t'''_m и t''''_m — средние температуры пара в каждой из четырех трубок.

Напишем выражения для количества тепла, передаваемого пару через поверхность нагрева отдельных трубок элементов:

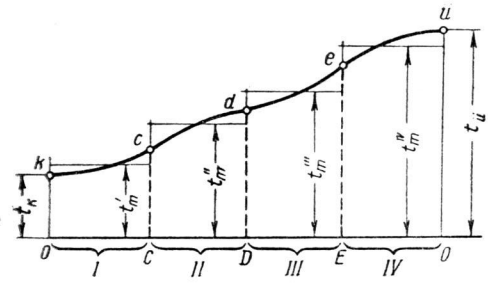
$$Q_I = K_{\ddot{u}} \frac{H_{\ddot{u}}}{4} (T_{ж''} - t'_m); \quad (294)$$

$$Q_{II} = K_{\ddot{u}} \frac{H_{\ddot{u}}}{4} (T_{ж''} - t''_m); \quad (295)$$

$$Q_{III} = K_{\ddot{u}} \frac{H_{\ddot{u}}}{4} (T_{ж''} - t'''_m); \quad (296)$$

$$Q_{IV} = K_{\ddot{u}} \frac{H_{\ddot{u}}}{4} (T_{ж''} - t''''_m). \quad (297)$$

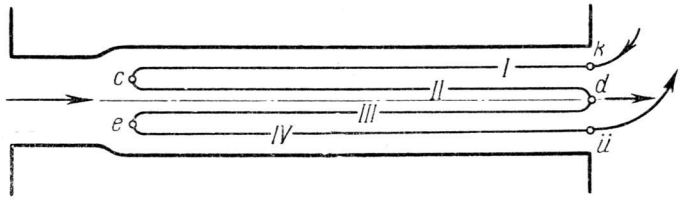
Далее поступаем следующим образом:



Фиг. 124

$$Q_a = Q_I + Q_{II} = \frac{K_{\ddot{u}} H_{\ddot{u}}}{4} [2T_{ж''} - (t'_m + t''_m)] = \frac{K_{\ddot{u}} H_{\ddot{u}}}{2} \left(T_{ж''} - \frac{t'_m + t''_m}{2} \right);$$

$$Q_b = Q_{III} + Q_{IV} = \frac{K_{\ddot{u}} H_{\ddot{u}}}{2} [2T_{ж''} - t'''_m = t''''_m)] = \frac{K_{\ddot{u}} H_{\ddot{u}}}{2} \left(T_{ж''} - \frac{t'''_m + t''''_m}{2} \right).$$



Фиг. 125

Составляем два производных уравнения:

$$Q_a + Q_b = Q_{\ddot{u}};$$

$$Q_a - Q_b = \frac{K_{\ddot{u}} H_{\ddot{u}}}{2} \left(\frac{t'''_m + t''''_m}{2} - \frac{t'_m + t''_m}{2} \right) = \frac{K_{\ddot{u}} H_{\ddot{u}}}{2} [(t'''_m + t''''_m) - (t'_m + t''_m)],$$

решая которые, находим

$$Q_a = \frac{Q_{\ddot{u}}}{2} + \frac{K_{\ddot{u}} H_{\ddot{u}}}{8} [(t'''_m + t''''_m) - (t'_m + t''_m)];$$

$$Q_b = \frac{Q_{\ddot{u}}}{2} - \frac{K_{\ddot{u}} H_{\ddot{u}}}{8} [(t'''_m + t''''_m) - (t'_m + t''_m)].$$

По аналогии с предыдущим составляем следующие две пары уравнений:

$$Q_I + Q_{II} = Q_a = \frac{Q_{\ddot{u}}}{2} + \frac{K_{\ddot{u}} H_{\ddot{u}}}{8} [(t'''_m + t''''_m) - (t'_m + t''_m)]; \quad (298)$$

$$Q_I - Q_{II} = \frac{K_{\ddot{u}} H_{\ddot{u}}}{4} (t''_m - t'_m); \quad (299)$$

$$Q_{III} + Q_{IV} = Q_b = \frac{Q_ü}{2} - \frac{K_ü H_ü}{8}[(t'''_m + t''''_m) - (t'_m + t''_m)]; \quad (300)$$

$$Q_{III} - Q_{IV} = \frac{K_ü H_ü}{4}(t''''_m - t'''_m). \quad (301)$$

Из уравнений (298) и (299) находим

$$Q_I = \frac{Q_ü}{4} + \frac{K_ü H_ü}{16}[(t'''_m + t''''_m) + (t''_m - 3t'_m)]; \quad (302)$$

$$Q_{II} = \frac{Q_ü}{4} + \frac{K_ü H_ü}{16}[(t'''_m + t''''_m) + t'_m - 3t''_m]. \quad (303)$$

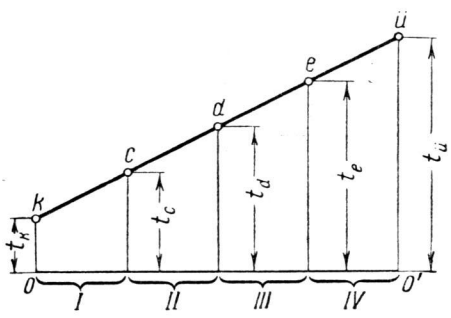
Из уравнений (300) и (301) имеем

$$Q_{III} = \frac{Q_ü}{4} + \frac{K_ü H_ü}{16}[3t'''_m - t''''_m - (t'_m + t''_m)]; \quad (304)$$

$$Q_{IV} = \frac{Q_ü}{4} - \frac{K_ü H_ü}{16}[3t''''_m - t'''_m - (t'_m + t''_m)]. \quad (305)$$

Если известны факторы теплопередачи для экранирующей поверхности нагрева жаровых труб ($Q_э$, $K_{ж''}$), то величины Q_I, Q_{II}, Q_{III}, Q_{IV} могут быть получены непосредственно из выражений (294)—(297) путем подставления в них из формулы (270)

$$T_{ж''} = \frac{Q_э}{K_{ж''} H_{ж''}} + t_к.$$



Фиг. 126

Приступая к исследованию вопроса об определении температуры пара в точках поворота струи c, d, e, мы обычно не имеем никаких указаний относительно величины средних температур пара в отдельных трубках пароперегревателя. Поэтому, зная лишь начальную $t_к$ и конечную $t_ü$ температуры пара, принимаем как первое грубое приближение простейший закон нарастания температуры пара при перегреве — закон прямой линии (фиг. 126). Для этого случая имеем:

$$t_c = t_к + \frac{t_ü - t_к}{4};$$

$$t_d = t_к + \frac{t_ü - t_к}{2};$$

$$t_e = t_к + \frac{3}{4}(t_ü - t_к);$$

$$t'_m = \frac{t_к + t_c}{2} = t_к + \frac{t_ü - t_к}{8}; \quad (306)$$

$$t''_m = \frac{t_c + t_d}{2} = t_к + \frac{3(t_ü - t_к)}{8}; \quad (307)$$

$$t'''_m = \frac{t_d + t_e}{2} = t_к + \frac{5\,(t_ü - t_к)}{8}\ ; \tag{308}$$

$$t''''_m = \frac{t_e + t_ü}{2} = t_к + \frac{7\,(t_ü - t_к)}{8}\ . \tag{309}$$

Подставляя значения t'_m, t''_m, t'''_m и t''''_m в выражения (302)—(305), находим:

$$Q_I = \frac{Q_ü}{4} + \frac{3}{32} K_ü H_ü (t_ü - t_к); \tag{310}$$

$$Q_{II} = \frac{Q_ü}{4} + \frac{1}{32} K_ü H_ü (t_ü - t_к); \tag{311}$$

$$Q_{III} = \frac{Q_ü}{4} - \frac{1}{32} K_ü H_ü (t_ü - t_к); \tag{312}$$

$$Q_{IV} = \frac{Q_ü}{4} - \frac{3}{32} K_ü H_ü (t_ü - t_к). \tag{313}$$

Зная часовое количество проходящего через пароперегреватель пара B_m, находим приращения теплосодержания 1 кг пара в каждой из четырех трубок элемента, т. е. на участках *kc*, *cd*, *de* и *eü* (фиг. 125);

$$\Delta\lambda' = \frac{Q_I}{B_m}\ ; \quad \Delta\lambda'' = \frac{Q_{II}}{B_m}\ ; \quad \Delta\lambda''' = \frac{Q_{III}}{B_m}\ ; \quad \Delta\lambda'''' = \frac{Q_{IV}}{B_m}\ .$$

Соответствующие теплосодержания пара:

$$\lambda_c = \lambda + \Delta\lambda' = \lambda_к + \frac{Q_I}{B_m}\ ;$$

$$\lambda_d = \lambda_c + \Delta\lambda'' = \lambda_к + \frac{Q_I + Q_{II}}{B_m}\ ;$$

$$\lambda_e = \lambda_d + \Delta\lambda''' = \lambda_к + \frac{Q_I + Q_{II} + Q_{III}}{B_m}\ ;$$

$$\lambda_ü = \lambda_e + \Delta\lambda'''' = \lambda_к + \frac{Q_I + Q_{II} + Q_{III} + Q_{IV}}{B_m} = \lambda_к + \frac{Q_ü}{B_m}\ .$$

По этим теплосодержаниям находим уточненные (во втором приближении) значения температур пара в точках *c*, *d* и *e*, весьма близких к истинным.

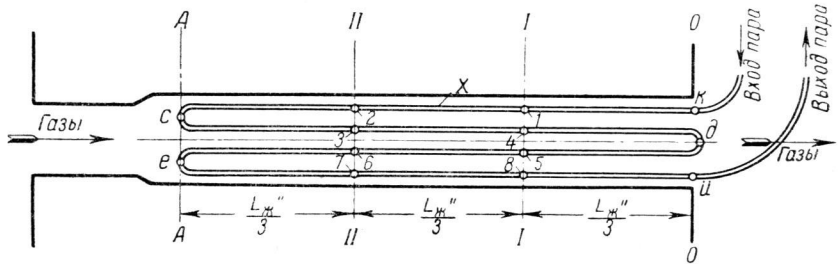
Точный способ построения кривой, дающей нарастание температур пара по длине трубки, заключается в следующем.

То протяжение длины жаровых труб, где расположены пароперегревательные элементы, разбиваем на несколько равных частей, например, на три (фиг. 127).

При этом вся длина пароперегревательного элемента разделится на 12 равных частей поверхностью нагрева каждой секции

$$\Delta H_{ц} = \frac{H_{ц}}{12},$$

каждая из этих секций будет получать тепло от омывающих и облучающих ее газов и отдавать в свою очередь тепло излучением на холодные стенки жаровой трубы.



Фиг. 127

Кроме того, вследствие различной температуры пара в каждой из трубок четырехтрубного пароперегревателя будет различна и температура стенок; ввиду этого в любом поперечном сечении жаровой трубы будут иметь место внутренние тепловые взаимодействия между отдельными пароперегревательными трубками путем их взаимного облучения.

Эту сложную систему теплообмена в жаровых трубах можно значительно упростить на основании следующих соображений.

Излучение газов внутри жаровых труб с размещенными в них пароперегревательными элементами будет ничтожно малым вследствие тонкости газовых слоев (несколько миллиметров); считаем его пренебрежимо малым.

Количества обмениваемого тепла путем взаимного облучения отдельных трубок элемента ничтожно малы по сравнению с теплом, получаемым поверхностью трубок от газов, что позволяет смело пренебречь и этим внутренним теплообменом.

После этих замечаний для любого n-го (считая от входа котлового пара в элемент пароперегревателя) участка пароперегревательной трубки будем иметь:

1) конвективный приток тепла от газов:

$$\Delta Q_{п}^{с} = K_{ц} \Delta H_{ц} \left[(T_{газ})_{п} - \frac{t_{п}' + t_{п}''}{2} \right], \qquad (314)$$

где $T_{газ}$ — средняя температура газов в пределах длины данного участка;

$t_{п}'$ и $t_{п}''$ — температуры пара в начале и конце данного участка пароперегревательной трубки;

2) отвод тепла излучением на холодные стенки жаровой трубы:

$$\Delta Q_{\text{п}}^{\text{л}} = \sigma_0 \varepsilon_{\text{ст}}^2 \varphi \Delta H_{\text{ й}} \left[\left(\frac{\theta_{\text{п}}' + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta_{\text{п}} + 273}{100} \right)^4 \right], \qquad (315)$$

где $\sigma_0 = 4{,}96$;

φ — степень экранирования поверхности пароперегревательной трубки, равная для четырехтрубного пароперегревателя 0,66;

$\theta_{\text{п}}'$ — средняя для данного участка температура стенки пароперегревательной трубки со стороны газов;

$\theta_{\text{п}}$ — средняя в пределах длины данного участка температура стенок жаровой трубы; ввиду того, что степени черноты ε для пароперегревательной и жаровой трубы одинаковы, имеем:

$$\varepsilon_{\text{ст}}^{\text{п}} \varepsilon_{\text{ст}}^{\text{ж}} = \varepsilon_{\text{ст}}^2.$$

Суммарное количество тепла, получаемое паром на рассматриваемом n-ом участке длины пароперегревательной трубки

$$\Delta Q_{\text{п}} = \Delta Q_{\text{п}}^{\text{с}} - \Delta Q_{\text{п}}^{\text{л}} \qquad (316)$$

или на 1 кг проходящего пара

$$\Delta \lambda_{\text{п}} = \frac{\Delta Q_{\text{п}}}{B_m} \text{ ккал/кг};$$

прибавляя это приращение теплосодержания к уже имевшемуся теплосодержанию в начале участка $\lambda_{\text{п}}'$, получаем теплосодержание в конце участка $\lambda_{\text{п}}''$, а по нему и температуру пара $t_{\text{п}}'$.

Обследуя указанным методом в последовательном порядке все участки, получим температуры пара во всех промежуточных точках его пути.

Применим изложенный метод к проектному паровозному котлу, для которого в главе IV были определены характеристики его ожидаемой тепловой работы.

Уравнение теплопередачи для поверхности нагрева жаровых труб, расположенной параллельно с пароперегревательной поверхностью, имеет, как было выяснено ранее, следующий вид:

$$(1 - \beta') \left[7082 \lg \frac{935}{T_x - 197} + 0{,}6521 (1\,132 - T_x) \right] = K_{\text{ж}''} H_x. \qquad (317)$$

Величины β' и $K_{\text{ж}''}$ оказались равными:

$$\beta' = 0{,}435; \; K_{\text{ж}''} = 44{,}28;$$

подставляя их в (317), получим

$$4\,001 \lg \frac{935}{T_x - 197} + 0{,}3684 (1\,132 - T_x) = 44{,}28 H_x. \qquad (318)$$

Задаваясь

$$H_x = \frac{1}{3} H_{ж''} = \frac{1}{3} 87{,}6 = 29{,}2 \text{ м}^2,$$

получаем из (318) температуру газов в сечении $II - II$ (фиг. 127):

$$T_{II-II} = 686°.$$

Подставляя в (318) $H_x = \frac{2}{3} H_{ж''} = 58{,}4$ м^2, находим

$$T_{I-I} = 442°.$$

Температура уходящих газов (сечение $O - O$) была определена ранее $T_з^{ж} = 316{,}0°$.

По этим данным на фиг. 128 нанесена кривая температур газов по длине жаровой трубы.

Средние температуры газов на участках $O - I$, $I - II$ и $II - A$ (фиг. 127):

$$T_{ж''}^{0-I} = 197 + \frac{442-316{,}0}{\ln \frac{442-197}{316{,}0-197}} = 372{,}0°;$$

$$T_{ж''}^{I-II} = 197 + \frac{686-442}{\ln \frac{686-197}{442-197}} = 550{,}6°;$$

$$T_{ж''}^{II-A} = 197 + \frac{1132-686}{\ln \frac{1132-197}{686-197}} = 886{,}0°.$$

Температуры стенок жаровой трубы θ и пароперегревательной θ' определяются из выражений (289) и (290) путем подстановки в них подсчитанных ранее значений α_1, $K_{ж''}^0$ и $K_{й}^0$.

$$\theta = T_{ж''} - 0{,}9897\,(T_{ж''} - 197); \tag{319}$$

$$\theta' = T_{ж''} - 0{,}9295 \left(T_{ж''} - \frac{t_п' + t_п''}{2} \right). \tag{320}$$

Температура пара $t_п''$ в конце участка сначала неизвестна, и ее приходится определять путем пробных просчетов, что, однако, достигается легко.

При подсчете величин $\Delta Q_п^c$ по (314) необходимо оперировать с коэффициентом конвективной теплопередачи, так как лучистый теплообмен учитывается отдельно выражением (315).

Теперь подсчитаем для примера теплообмен для первых участков длины пароперегревательных трубок.

Участок $k - 1$ (фиг. 127)

Параметры пара в начальной точке k:

$p_к = 15$ ата; $x_к = 0{,}98$; $\lambda_к = 200{,}7 + 469{,}8 \cdot 0{,}98 = 661{,}1$ ккал/кг.

В главе IV было выяснено, что количество пара, проходящее через пароперегреватель,

$$B_m = 14\,220 \text{ кг/час};$$

следовательно, через точку k проходит в течение часа (во всех 48 жаровых трубах) следующее количество тепла:

$$Q_k = 14\,220 \cdot 661{,}1 = 9\,400\,840 \text{ ккал/час}.$$

На протяжении первого участка $k - 1$ полного испарения тех двух процентов влаги, которые внес пар в пароперегревательные элементы, ожидать не приходится; задаемся поэтому температурой пара в точке *1*:

$$t_1 = t_к = 197°.$$

Подсчитываем температуры стенок:

$$\theta = 372 - 0{,}9897\,(372 - 197) = 198{,}8°;$$

$$\theta' = 372 - 0{,}9295\,(372 - 197) = 209{,}3°;$$

$$\Delta Q^{с}_{k-1} = 38{,}78\,\frac{100{,}9}{12}\,(372 - 197) = 57\,075 \text{ ккал/час};$$

$$\Delta Q^{л}_{k-1} = -4{,}96 \cdot 0{,}64 \cdot 0{,}66 \cdot \frac{100{,}9}{12}\left[\left(\frac{209{,}3+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{198{,}8+273}{100}\right)^4\right] =$$

$$= -802 \text{ ккал/час};$$

$$\Delta Q_{k-1} = 57\,075 - 802 = 56\,273 \text{ ккал/час}.$$

Количество проходящего с паром тепла в точке *1*:

$$Q_1 = 9\,400\,840 + 56\,273 = 9\,457\,113 \text{ ккал/час};$$

$$\lambda_1 = \frac{9\,457\,113}{14\,220} = 665{,}1 \text{ ккал/кг, т. е. пар влажный.}$$

Степень сухости пара в точке *1*:

$$x_1 = \frac{665{,}1 - 200{,}7}{469{,}8} = 0{,}9885,$$

т. е. остающаяся влажность в точке *1* пути пара составляет

$$(1 - x_к)\,100 = 1{,}15\,\%.$$

Участок *1 — 2*

Задаемся температурой пара в конце участка $t_2 = 202°$ и оцениваем среднюю температуру пара на участке *1 — 2*: $t_п \sim 198°$.

$$\theta = 550{,}6 - 0{,}9897\,(550{,}6 - 197) = 200{,}6°;$$

$$\theta' = 550{,}6 - 0{,}9295\,(550{,}6 - 198) = 222{,}9°;$$

$$\Delta Q_{1-2} = 326{,}14\,(550{,}6 - 198) - 17{,}62\,(4{,}959^4 - 4{,}736^4) = \\ = 114\,997 - 1\,766 - 113\,231;$$

$$Q_2 = 9\,457\,113 + 113\,231 = 9\,570\,344;$$

$$\lambda_2 = \frac{9\,570\,344}{14\,220} = 673{,}0;$$

$$t_2 = 201{,}5°.$$

Участок $2 - c$

Задаемся

$$t_{ст} = 215°;$$

$$t_п = \frac{201{,}5+215}{2} = 208{,}2°;$$

$$\theta = 886 - 0{,}9897\,(886 - 197) = 204{,}1°;$$

$$\theta' = 886 - 0{,}9295\,(886 - 208{,}2) = 256°;$$

$$\Delta Q_{2-c} = 326{,}14\,(886 - 208{,}2) - 17{,}62\,(5{,}290^4 - 4{,}771^4) = \\ = 221\,058 - 4\,675 = 216\,383;$$

$$Q_c = 9\,570\,344 + 216\,383 = 9\,786\,727;\ \lambda_c = 688{,}2;\ t_{ст} = 226{,}8°,$$

что значительно отличается от цифры 215°, принятой нами; поэтому делаем второй подсчет, задаваясь $t_{ст} = 226{,}5°$; $t_п = 214°$:

$$\theta' = 886 - 0{,}9295\,(886 - 214) = 261{,}4°;$$

$$\Delta\theta_{2-c} = 326{,}14\,(886 - 214) - 17{,}62\,(5{,}344^4 - 4{,}771^4) = 219\,166 - 5\,240 = \\ = 213\,926;\ Q_c = 9\,570\,344 + 213\,926 = 9\,784\,464;$$

$$\lambda_c = 688{,}1;\ t_{ст} = 226{,}6°.$$

В той же последовательности просчитываем все 12 участков; полученный материал представлен в виде графиков на фиг. 128 и 129.

Для уточнения момента окончания осушки пара в элементах, а следовательно, и начала повышения его температуры (т. е. перегрева, в собственном смысле), пришлось сделать специальный подсчет для точки x, расположенной на половине участка $1 - 2$:

$$(T_{ж'})_{1-x} = 494°;$$

$$\Delta H_{ü}^{1-x} = \frac{100{,}9}{24} = 4{,}205\ м^2.$$

Считая, что в точке x полной осушки пара еще нет, имеем среднюю температуру пара на участке $1 - x$ равной 197°:

$$\theta' = 494 - 0{,}9295 \cdot (494 - 197) = 217{,}9°;$$

$$\theta = 494 - 0{,}9897\,(494 - 197) = 200{,}0°;$$

$$\Delta Q_{1-x} = \frac{326{,}14}{2}(494 - 197) - \frac{17{,}62}{2}(4{,}909^4 - 4{,}730^4) =$$

$$= 48\,432 - 807 = 47\,625 \text{ ккал/час};$$

$$Q_x = 9457\,113 + 47\,625 = 9\,504\,738 \text{ ккал/час};$$

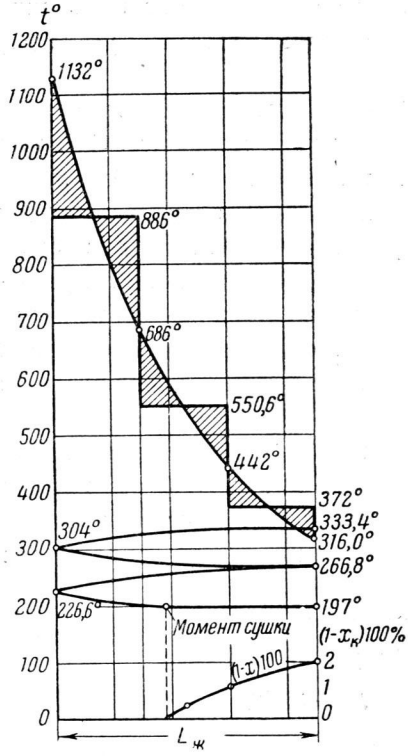
$$\lambda_x = \frac{9\,504\,738}{14\,220} = 668{,}4 \text{ ккал/кг};$$

$$x_к = \frac{668{,}4 - 200{,}7}{469{,}8} = 0{,}9955;$$

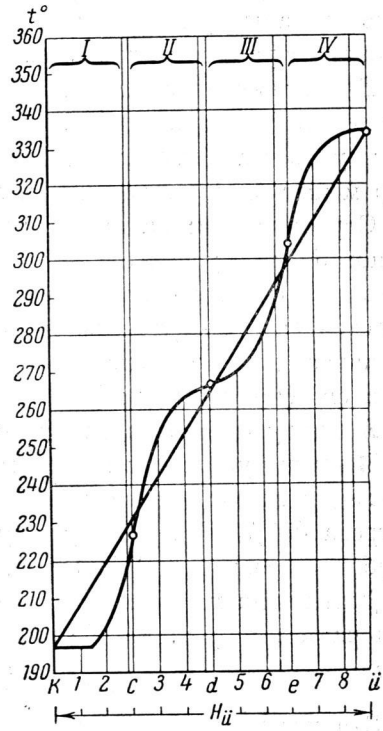
влажность пара в точке x первой пароперегревательной трубки

$$(1 - x_к)\,100 = 0{,}45\,\%.$$

Эта точка также нанесена на фиг. 128, а затем по трем точкам проведена кривая снижения влажности пара. В пункте пересечения этой кривой с осью абсцисс наступает момент осушки, отмеченный на фиг. 128.



Фиг. 128.



Фиг. 129.

Кривая перегрева пара (фиг. 129) позволяет сделать следующие два вывода, не лишенные практического интереса.

Соединяя начальную и конечную точки кривой перегрева прямой линией, видим, что средняя ордината этой прямой, равная

$$\frac{t_к + t_ё}{2},$$

совпадает со средней ординатой действительной кривой с точностью до 1—2°.

Участки пароперегревательных трубок вблизи средней петли, выходящей в дымовую коробку, крайне малоактивны и без ущерба для работы пароперегревателя могут быть упразднены путем переноса поворотной петли внутрь жаровых труб, примерно в сечение *1—1* (фиг. 127) и даже дальше. При этом освобождается около 150 пог. м пароперегревательных трубок на один паровоз, что по весу составляет около 0,5 т.

Глава VI

ВЛИЯНИЕ ДЛИНЫ ТРУБ НА РАБОТУ ПЕРЕГРЕВНОГО ПАРОВОЗА

Разработанные нами методы анализа тепловой работы паровозного котла и жаротрубного пароперегревателя могут и должны быть широко использованы прежде всего при проектировании новых и при модернизации построенных паровозов.

В процессе проектирования часто бывают такие положения, когда приходится выбирать размеры той или иной детали проекта. С точки зрения удобства размещения, веса, компоновки с другими деталями этот размер может быть назначен в известных, часто весьма широких пределах.

Спрашивается: на каком же размере выгоднее всего остановиться? В подобных случаях единственно правильный и надежный путь — это путь всестороннего сравнительного анализа нескольких различных вариантов данного размера и последующего обоснованного отбора того варианта, для которого из расчета получаются наивыгоднейшие показатели его ожидаемой работы.

Анализу одного из таких вопросов и посвящена настоящая глава.

В предыдущем изложении мы имели дело с перегревным паровозом, имеющим площадь колосниковой решетки 5,7 м², общую поверхность нагрева 406,7 м² и длину трубчатой части котла (расстояние между трубными решетками) 5,15 м [1].

Для котла паровоза и определим ожидаемые показатели его работы при расчетном режиме ($Y = 400$, $\alpha = 1{,}2$; уголь ПЖ):

$$B_m = 14\,220 \text{ кг/час}, \quad t_{\ddot{u}} = 334°.$$

Эти две величины при заданном расходе угля вполне определяют мощность и экономичность котла, но для большей полноты освещения качеств котла подсчитаем еще одну величину: расход угля, потребный на приготовление 1 м³ рабочего пара.

Удельный объем пара при $p_к = 15$ ата и $t_{\ddot{u}} = 334°$ определяем по диаграмме $I — S$:

$$v_{\ddot{u}} = 0{,}186 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

[1] Глава IV второй части.

Часовой объем рабочего пара:

$$B_m v_{\ddot{u}} = 14\,220 \cdot 0{,}186 = 2\,645 \text{ м}^3/\text{час};$$

расход угля на 1 м³ пара:

$$\frac{B_h}{B_m v_{\ddot{u}}} = \frac{2\,280}{2\,645} = 0{,}862 \text{ кг/м}^3.$$

Поставим теперь такой вопрос: нельзя ли улучшить эти показатели работы котла, изменяя в ту или иную сторону длину трубчатой части котла l, но сохраняя при этом неизменную величину поверхности нагрева?

Для решения этого вопроса просчитаем сначала вариант с длиной труб

$$l = 7\,725 \text{ мм},$$

т. е. в 1,5 раза больше по сравнению с осуществленной длиной 5 150 мм.

Размеры трубчатой части котла:

$l = 7{,}725$ м; $l_{ж'} = 0{,}5$ м; 32 жаровые трубы + 145 дымогарных труб.

$$H_д = 161{,}8 \text{ м}^2; \quad H_{ж'} = 6{,}27 \text{ м}^2; \quad H_{ж''} = 90{,}74 \text{ м}^2; \quad H_{\ddot{u}} = 104{,}52 \text{ м}^2;$$

$$\Omega_д = 0{,}2413 \text{ м}^2; \quad \Omega_{ж'} = 0{,}2513 \text{ м}^2; \quad \Omega_{ж''} = 0{,}2620 \text{ м}^2.$$

Замечая, что работа топки останется совершенно неизменной, имеем:

$$\mu B_h = 1958; \quad M = 5831; \quad N = 0{,}6444; \quad T_2 = 1242°; \quad Q_т = 4\,783\,000.$$

Переходим к анализу изменившихся условий работы трубчатой части котла.

Дымогарные трубы

$$U_д = \frac{(9{,}71 \cdot 1{,}2 + 1)\,1\,858}{3\,600 \cdot 0{,}2413} \cdot 0{,}494 = 14{,}1 \text{ кг/сек м}^2.$$

Коэффициент теплопередачи в дымогарных трубах определим по формуле (261)

$$K_д = 62{,}9 \text{ ккал/м}^2 \text{ час °C};$$

$$6\,913 \lg \frac{1\,045}{T_з^д - 197} + 0{,}6367\,(1\,242 - T_з^д) = 161{,}8 \cdot 62{,}9 = 10\,190.$$

Находя из этого уравнения $T_з^д$, имеем:

$$T_з^д = 240°;$$

$$Q_д = 0{,}494\,[5831\,(1242 - 240) + 0{,}6444\,(1242^2 - 240^2)] = \\ = 3\,359\,000 \text{ ккал/час}.$$

Жаровые трубы до элементов пароперегревателя

$$U_{ж'} = \frac{(9{,}71 \cdot 1{,}2 + 1)\,1\,958}{3\,600 \cdot 0{,}2513}\,0{,}506 = 13{,}86 \text{ кг/сек м}^2;$$

$$K_{ж'} = 6{,}00 \cdot 13{,}86^{0{,}9} = 63{,}94 \text{ ккал/м}^2 \text{ час °C};$$

$$7\,0821 \lg \frac{1\,045}{T_A - 197} + 0{,}6521\,(1\,242 - T_A) = 6{,}27 \cdot 63{,}94 = 401.$$

Откуда

$$T_A = 1\,135°.$$

$$Q_{ж'} = 0{,}506\,[5\,831\,(1\,242 - 1\,135) + 0{,}6444\,(1\,242^2 - 1\,135^2)] = 398\,000 \text{ ккал/час}.$$

Жаровые трубы в области элементов пароперегревателя

$$U_{ж''} = \frac{(9{,}71 \cdot 1{,}2 + 1)\,1\,958}{3\,600 \cdot 0{,}2620}\,0{,}506 = 13{,}3 \text{ кг/сек м}^2.$$

По формуле (274)

$$K_{ср} = 56{,}2 \text{ ккал/м}^2 \text{ час°C};$$

$$(1 - \beta')\left[7082 \lg \frac{938}{T_3^{ж} 197} + 0{,}6521\,(1\,135 - T_3^{ж})\right] = 90{,}74 \cdot 56{,}2 = 5\,110; \quad (321)$$

$$\frac{Q_{ü}}{\frac{Q_э}{5\,110} - \frac{t_{ü}\,197}{9}} = 104{,}5 \cdot 56{,}2 = 5877. \quad (322)$$

$$Q_{ü} = 0{,}506\,\beta'\,[5\,831\,(1\,135 - T_3^{ж}) + 0{,}6444\,(1\,135^2 - T_3^{ж2})]. \quad (323)$$

Решая эту систему уравнений уже привычным для нас способом, получаем последовательно:

$$T_3^{ж} = 248°;\ \beta' = 0{,}4641;\ Q_{ü} = 1\,400\,000;\ Q_э = 1\,617\,000;$$

$$\Sigma Q = 4\,783\,000 + 3\,359\,000 + 398\,000 + 1\,617\,000 = 10\,157\,000;$$

$$B_к = \frac{10\,157\,000 - 240\,000}{661{,}1 - 15} = 15\,349:$$

$$B_m = 0{,}95 \cdot 15\,349 = 14\,579;$$

$$\Delta\lambda = \frac{1\,400\,000}{14\,579} = 96{,}0;$$

$$\lambda_{ü} = 661{,}1 + 96{,}0 = 757{,}1;$$

$$t_{ü} = 354{,}5°.$$

Проверяя тождественность выражения (322), имеем:

$$\frac{1\,400\,000}{\frac{1\,617\,000}{5\,110} - \frac{354{,}5 - 197}{2}} = 5865 \sim 5877.$$

Поправка на разницу значений коэффициентов теплоперехода от стенки к воде ($\alpha_2 = 4\,000$) и от стенки к пару (α_2'):

$$\Omega_{ü} = \frac{0{,}0315}{1.5} = 0{,}021 \text{ м}^2;$$

$$U_{ü} = \frac{14\,579}{3600 \cdot 0{,}021} = 192{,}8 \text{ кг/сек м}^2;$$

$$\alpha_2' = 11{,}0 \cdot 192{,}8^{0{,}8} = 740 \text{ ккал/м}^2 \text{ час °C}.$$

Путем предварительного подбора находим:

теплопередача от газов к воде	теплопередача от газов к пару
$\alpha_1 = 58{,}80$	$\alpha_1 = 58{,}80$
$\alpha_2 = 4\,000$	$\alpha_2' = 740$
$K^0_{ж''} = \frac{58{,}80 \cdot 4\,000}{58{,}80 + 4000} = 57{,}95$	$K^0_{ü} = \frac{58{,}80 \cdot 740}{58{,}80 + 740} = 54{,}51$
$K^0_{ж''} H_{ж''} = 57{,}95 \cdot 90{,}74 = 5\,253$	$K^0_{ü} H_{ü} = 54{,}51 \cdot 104{,}5 = 5\,700$

Решая вновь систему уравнений (321), (322) и (323) при этих изменившихся значениях величины правых частей уравнений (321) и (322), получаем:

$T_з^{ж} = 247°$; $\beta' = 0{,}4513$; $Q_{ü} = 1\,363\,000$ ккал/час; $Q_э = 1\,657\,000$ ккал/час;

$$B_m = 14\,579 + \left(\frac{1\,657\,000 - 1\,617\,000}{661{,}1 - 15}\right) 0{,}95 = 14\,638 \text{ кг/час};$$

$$\Delta\lambda = \frac{1\,363\,000}{14\,638} = 93{,}1 \text{ ккал/кг};$$

$$\lambda_{ü} = 661{,}1 + 93{,}1 = 754{,}2 \text{ ккал/кг}; \quad t_{ü} = 349°;$$

$$\frac{1\,363\,000}{\frac{1\,657\,000}{5\,258} - \frac{349 - 197}{2}} = 5700 \sim 5718.$$

Вводим поправки на радиацию пароперегревательных трубок.

Средняя температура пара в элементах:

$$t_п = \frac{197 + 349}{2} = 273°.$$

По фиг. 123 для $\frac{H_{ü}}{H_к} = 0{,}33$ находим:

$$\Delta t_{ü} = -15;$$

$$\Delta T_з^{ж} = -2{,}5°.$$

Берем

$$t_{ü} = 349 - 15 = 334°;$$

$$T_з^{ж} = 247 - 2{,}5 = 244{,}5°.$$

Средние температуры газов и пара:

$$T_{ж''} = \frac{1\,135 - 244{,}5}{2{,}3 \lg \frac{1\,135 - 197}{244{,}5 - 197}} + 197 = 497°;$$

$$t_{п} = \frac{197 + 334}{2} = 265{,}5°.$$

Температуры стенок (средние) жаровых и паровых и пароперегревательных труб:

$$\theta = 497 - \frac{57{,}98\,(497 - 197)}{58{,}80} = 201{,}2°,$$

$$\theta' = 497 - \frac{54{,}71\,(497 - 2\,655)}{58{,}80} = 282°.$$

Теплоизлучение поверхности пароперегревателя:

$$Q_{л} = 4{,}96 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}66 \cdot 104{,}52\,[5{,}550^4 - 4{,}742^4] = 98\,600 \text{ кг/час};$$

$$\Delta K_{ж''} = \frac{98\,600}{90{,}74\,(497 - 197)} = 3{,}62;$$

$$\Delta K_{ü} = \frac{98\,600}{104{,}52\,(497 - 266)} = 4{,}10;$$

$$K_{ж''} = 57{,}95 + 3{,}62 = 61{,}57 \text{ ккал/м}^2 \text{ час °C};$$

$$K_{ü} = 54{,}71 - 4{,}10 = 50{,}61 \text{ ккал/м}^2 \text{ час °C}.$$

Новые величины произведений:

$$K_{ж''} H_{ж''} = 5\,587; \quad K_{ü} H_{ü} = 5289.$$

При этих новых значениях произведений KH решаем еще раз систему определяющих уравнений (321)—(323).

Окончательно получаем:

$$T_{з}^{ж} = 245{,}5°; \quad \beta' = 0{,}4240;$$

$$Q_{ü} = 1\,284\,000 \text{ ккал/час}; \quad Q_{э} = 1\,744\,000 \text{ ккал/час};$$

$$B_m = 14\,767 \text{ кг/час}; \quad \Delta\lambda = 86{,}9 \text{ ккал/кг};$$

$$\lambda_{ü} = 748{,}0 \text{ ккал/кг}; \quad t_{ü} = 337°.$$

$$\frac{1\,284}{\frac{1\,744\,000}{5\,582} - \frac{337 - 197}{2}} = 5\,297 \text{ — совпадение почти полное.}$$

Подсчитаем топливную себестоимость 1 м³ рабочего пара:

$$v_{ü} = 0{,}1868; \quad B_m v_{ü} = 14\,767 \cdot 0{,}1868 = 2\,758;$$

$$\frac{B_h}{B_m v_{ü}} = \frac{2\,280}{2\,758} = 0{,}827 \text{ кг/м}^3.$$

$$\gamma_{тр} = \frac{10\,330}{29{,}27\,(581 + 273)} = 0{,}413 \text{ кг/м}^3;$$

$$U_{тр} = \frac{(9{,}71 \cdot 1{,}2 + 1)\,1\,958}{3\,600\,(0{,}362 + 0{,}393)} = 9{,}11 \text{ кг/м}^2 \text{ сек.}$$

$$\gamma_{тр} = \frac{10\,330}{29{,}27\,(493 + 273)} = 0{,}460 \text{ кг/м}^3;$$

$$U_{тр} = \frac{(9{,}71 \cdot 1{,}2 + 1)\,1\,958}{3\,600\,(0{,}2413 + 0{,}2620)} = 13{,}70 \text{ кг/м}^2 \text{ сек.}$$

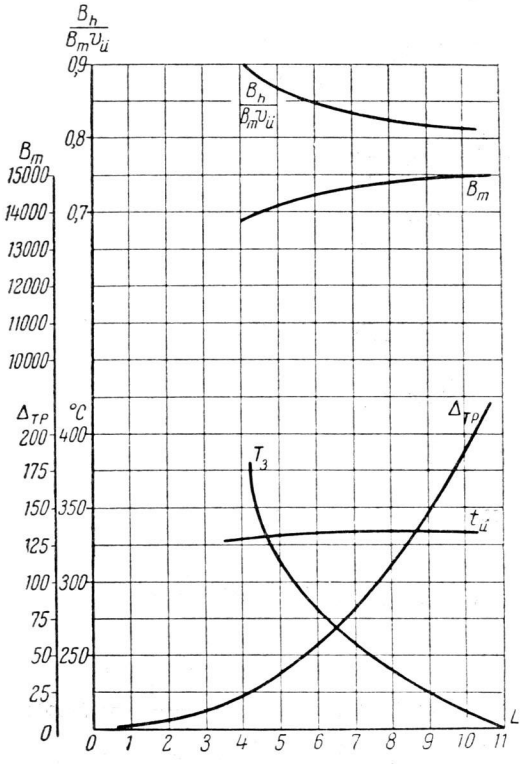
Сопротивление трубчатой части котла:
для основного типа паровоза ($l = 5{,}15$ м)

$$\Delta_{тр} = 1{,}65 \frac{5{,}15}{10{,}52^{1{,}27}} \frac{1}{0{,}413} 9{,}11^{1{,}65} = 39{,}4 \text{ мм вод. ст.;}$$

для варианта ($l = 7{,}725$ м)

$$\Delta_{тр} = 1{,}65 \frac{7{,}725}{10{,}52^{1{,}27}} \frac{1}{0{,}460} 18{,}22^{1{,}65} = 103{,}2 \text{ мм вод. ст.}$$

Таким образом, при удлиненных трубах газовое сопротивление котла возрастает на 64 мм вод. ст., что потребует некоторого сужения площади выхлопного сечения конуса и поведет к снижению мощности паровоза, которое придется компенсировать увеличением рабочих отсечек пара. На этой почве произойдет и некоторый экономический ущерб, величина которого в разбираемом нами случае будет, однако, не более 1%.



Фиг. 130. Влияние длины труб на работу котла.

Таким образом, удлинение труб в паровозном котле представляется все же выгодным. Однако увеличивать их длину свыше 6,5 м не рекомендуется из соображений быстрого засорения их угольной мелочью.

Кроме описанного варианта, были просчитаны еще два с длиной трубок 4,12 и 10,3 м.

Сравнительные результаты исследования сведены в табл. 30, а изменение главнейших характеристик работы котла в зависимости от выбранной длины труб представлено в графической форме на фиг. 130.

Таблица 30

1	L	м	4,120	5,150	7,725	10,300
2	$n_д$	штук	273	218	145	109
3	$n_ж$	»	60	48	32	24
4	$\Omega_д$	м²	0,4533	0,3622	0,2413	0,1811
5	$\Omega_{ж'}$	»	0,4712	0,3768	0,2513	0,1884
6	$\Omega_{ж''}$	»	0,4912	0,3934	0,2620	0,1967
7	μB_h	кг/час	1958	1958	1958	1958
8	T_A	°С	1129	1132	1135	1139
9	$T_3^д$	»	368	311	240	214
10	$T_3^{ж'}$	»	373	316,0	244,5	218
11	T_3	»	370	314	243	216
12	B_m	кг/час	13 807	14 220	14 767	14 996
13	$Q_ü$	ккал/час	1 144 000	1 214 000	1 284 000	1 290 000
14	$\Delta\lambda_ü$	ккал/кг	82,8	85,4	86,9	86,0
15	$t_ü$	°С	329	334	337	335,5
16	$\frac{B_h}{B_m v_ü}$	кг/м³	0,896	0,862	0,827	0,815
17	$\Delta_{тр}$	мм вод. ст.	23,4	39,4	103,2	203,0

Глава VII

ВЛИЯНИЕ ДИАМЕТРА ДЫМОГАРНЫХ, ЖАРОВЫХ И ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬНЫХ ТРУБ НА РАБОТУ КОТЛА

Вопрос о влиянии дымогарных, жаровых и пароперегревательных труб на работу паровозного котла приобрел в настоящее время весьма актуальное значение, так как в мощных паровозах с поверхностью нагрева до 700 м² и более и с длинной колесной базой приходится применять трубы длиной до 7,0÷7,5 м, что вызывает необходимость применения труб большего диаметра.

Во всех наших паровозах прежних построек мы имели стандартный диаметр дымогарных труб 45/50 или 46/51 мм, причем длина труб l не превышала 5,15 м (паровоз «Прери» серии С Сормовских заводов).

В паровозе 2-3-1 серии Л («Пасифик» постройки завода «Красный путиловец») при длине труб 5,35 м пришлось уже поставить дымогарные трубы с диаметром 51/57 мм для уменьшения их засорения (заноса). При длине труб 6,8 м в котлах германских паровозов типа «Пасифик» поставлены дымогарные трубы диаметром 65/70 мм.

С увеличением диаметра дымогарных труб целесообразно увеличивать и диаметр жаровых труб (при четырех- и шеститрубных элементах пароперегревателя), чтобы не уменьшать доли газов β, поступающих из топки в жаровые трубы, и сохранить тем самым высокий перегрев пара.

Для выявления влияния диаметра дымогарных труб заменим в проектном паровозе, фигурирующем в главе IV, дымогарные трубы 46/51 мм следующим стандартным диаметром 51/57 мм с сохранением неизменной величины испаряющей поверхности нагрева котла.

При этом условии в проектном паровозе надо иметь 195 дымогарных труб диаметром 51/57 мм.

$$H_д^в = 195 \cdot \pi \cdot 0{,}057 \cdot 5{,}15 = 179{,}74 \text{ м}^2;$$

$$H_д = 195 \cdot \pi \cdot 0{,}051 \cdot 5{,}15 = 160{,}8 \text{ м}^2;$$

$$\Omega_д = \frac{\pi}{4} 0{,}051^2 \cdot 195 = 0{,}398 \text{ м}^2;$$

$$r_д = 0{,}01\,275 \text{ м};$$

$$a = 2\,550; \quad b = 141; \quad c = 3\,103; \quad \beta = 0{,}4725.$$

Параметры M, N, T_2 и $Q_т$ остаются без изменения, т. е.

$$M = 5\,831; \quad N = 0{,}6444; \quad T_2 = 1242^\circ; \quad Q_т = 4\,783\,000 \text{ ккал/час}.$$

Дымогарные трубы

$$U_д = \frac{(9{,}71 \cdot 1{,}2 + 1)\,1\,958}{3\,600 \cdot 0{,}398}(1 - 0{,}4725) = 9{,}12 \text{ кг/сек м}^2.$$

При подсчете по формуле (261) ожидаемой величины коэффициента теплопередачи $K_д$ необходимо учесть влияние изменившегося диаметра дымогарных труб [1]:

$$K_д = 42{,}6 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}.$$

Из уравнения теплопередачи

$$7\,383 \lg \frac{1\,242 - 197}{T_з^д - 197} + 0{,}6798\,(1\,242 - T_з^д) = 160{,}8 \cdot 42{,}79 = 6851$$

находим

$$T_з^д = 345^\circ;$$

$$Q_д = 3\,243\,000 \text{ ккал/час}.$$

---

[1] $\left(\frac{d_{46\text{ мм}}}{d_{51\text{ мм}}}\right)^{0{,}2}$ (Михеев М. А. Основы теплопередачи, 1949).

Жаровые трубы до пароперегревателя

$$U_{ж'} = \frac{(9{,}71 \cdot 1.2 + 1)\,1\,958}{3\,600 \cdot 0{,}377} \cdot 0{,}4725 = 8{,}62 \text{ кг/сек м}^2;$$

$$K_{ж'} = 6{,}00 \cdot 8{,}62^{0{,}9} = 41{,}69;$$

$$6\,513 \lg \frac{1\,045}{T_A - 197} + 0{,}6090\,(1\,242 - T_A) = 392;$$

$$T_A = 1129^\circ; \quad Q_{ж'} = 393\,000.$$

Жаровые трубы в области пароперегревателя

$$U_{ж''} = 8{,}62 \frac{0{,}377}{0{,}393} = 8{,}27;$$

$$K_{ср} = 5{,}62 \cdot 8{,}27^{0{,}9} = 37{,}63.$$

$$(1-\beta')\left[6513 \lg \frac{1\,129 - 197}{T_з^{ж} - 197} + 0{,}6090\,(1129 - T_з^{ж})\right] = 87{,}6 \cdot 37{,}63 = 3296. \quad (325)$$

$$\frac{Q_ü}{\frac{Q_э}{3\,296} - \frac{t_ü - 197}{2}} = 100{,}9 \cdot 37{,}63 = 3797; \quad (326)$$

$$Q_ü = \beta'\,[2755\ (1129 - T_з^{ж}) + 0{,}3045\ (1129^2 - T_з^{ж2}). \quad (327)$$

Решая эту систему уравнений с усредненными коэффициентами $K_{ср} = K_{ж''} = K_ü$, получаем в первом приближении:

$T_з^{ж} = 312{,}5^\circ$; $\beta' = 0{,}4853$; $Q_ü = 1\,266\,000$ ккал/час; $Q_э = 1\,342\,000$ ккал/час; $B_m = 13\,999$ кг/час; $\Delta\lambda = 90{,}4$ ккал/кг; $\lambda_ü = 751$ ккал/кг; $t_ü = 344^\circ$.

Контрольная цифра

$$\frac{1\,266\,000}{\frac{1\,342\,000}{3\,296} - \frac{344 - 197}{2}} = 3792 \sim 3797.$$

Поправка на неодинаковость условий теплоперехода:

$$U_ü = \frac{13\,999}{3600 \cdot 0{,}0315} = 122{,}7;$$

$$\alpha_2' = 11{,}0 \cdot 122{,}7^{0{,}8} = 516.$$

Теплопередача через стенки жаровых труб	Теплопередача через стенки пароперегревательных труб
$\alpha_1 = 39{,}12;$	$\alpha_1 = 39{,}12;$
$\alpha_2 = 4\,000;$	$\alpha_2' = 516;$
$K^0_{ж''} = \frac{39{,}12 \cdot 4\,000}{39{,}12 + 4\,000} = 38{,}74;$	$K^0_ü = \frac{39{,}12 \cdot 516}{39{,}12 + 516} = 36{,}32;$
$K^0_{ж''} H_{ж''} = 38{,}74 \cdot 87{,}6 = 3394.$	$K^0_ü H_ü = 36{,}32 \cdot 100{,}9 = 3\,665.$

Решая систему (325)—(327) при этих новых значениях произведений KH, находим во втором приближении:

$T_з^{ж}=311{,}5°$; $\beta'=0{,}4720$; $Q_{ü}=1\,232\,000$ ккал/час; $Q_э=1\,378\,000$ ккал/час; $B_m=14\,052$ кг/час; $\Delta\lambda=87{,}7$ ккал/кг; $\lambda_{ü}=748{,}8$ ккал/кг; $t_{ü}=338{,}6°$; контрольная цифра — 3 675.

По графикам фиг. 123 оцениваем ориентировочно величины температурных поправок на радиацию стенок пароперегревателя:

$$\Delta t_{ü}=-13°;\quad \Delta t_з^{ж}=-2°,$$

Таким образом:

$$T_з^{ж}=311{,}5-2=309{,}5°;$$

$$T_{ж''}=\frac{1\,129-309{,}5}{2{,}3\lg\frac{1\,129-197}{309{,}5-197}}+197=585°;$$

$$\vartheta=585-\frac{38{,}74}{39{,}12}(585-197)=200{,}8°;$$

$$t_{ü}=338{,}6-13=325{,}6°;$$

$$t_п=\frac{325{,}6+197}{2}=261{,}3°;$$

$$\vartheta'=585-\frac{36{,}52}{39{,}12}(585-261{,}3)=282{,}6°;$$

$$Q_л=4{,}96\cdot0{,}8\cdot0{,}8\cdot100{,}9\cdot0{,}66\,(5{,}556^4-4{,}738^4)=94\,900;$$

$$\Delta K_{ж''}=+\frac{94\,900}{87{,}6\,(585-197)}=+2{,}79;$$

$$K_{ж''}=38{,}74+2{,}79=41{,}53;$$

$$K_{ж''}H_{ж''}=41{,}53\cdot87{,}6=3\,638;$$

$$\Delta K_{ü}=-\frac{94\,000}{100{,}9\,(585-261{,}3)}=-2{,}90;$$

$$K_{ü}=36{,}32-2{,}90=33{,}42;$$

$$K_{ü}H_{ü}=33{,}42\cdot100{,}9=3\,372.$$

Подставляя эти окончательные значения произведений KH в систему уравнений (325)—(327) и решая ее, находим:

$T_з^{ж}=309{,}5°$; $\beta'=0{,}4386$; $Q_{ü}=1\,147\,000$ ккал/час; $Q_э=1\,469\,000$ ккал/час; $B_m=14\,186$ кг/час; $\Delta\lambda=80{,}9$ ккал/кг; $\lambda_{ü}=742{,}0$ ккал/кг; $t_{ü}=325{,}6°$; контрольная цифра — 3 379.

Получив эти окончательные цифры, характеризующие тепловую работу котла, подсчитаем газовое сопротивление трубчатой части ($\Delta_{тр}$) и показатель экономичности работы паровоза $\left(\frac{B_h}{B_m v_{ü}}\right)$:

$$T_з=345\,(1-0{,}4725)+309{,}5\cdot0{,}4725=330°; \qquad (328)$$

$$T_{тр}=\frac{1\,129-330}{2{,}3\lg\frac{1\,129-197}{330-197}}+197=640°;$$

$$\gamma_{тр}=\frac{10\,330}{26{,}27\,(640+273)}=0{,}386;$$

$$r=\frac{0{,}398+0{,}393}{\pi\,[195\cdot0{,}051+48\,(0{,}125+4\cdot0{,}036)]}=0{,}01102;$$

$$U_{тр}=\frac{(9{,}71\cdot1{,}2+1)\,1\,958}{3\,600\,(0{,}398+0{,}393)}=8{,}70;$$

$$\Delta_{тр}=1{,}65\,\frac{5{,}15}{11{,}02^{1{,}27}}\,\frac{8{,}70^{1{,}65}}{0{,}386}=37{,}1\text{ мм вод. ст.} \qquad (329)$$

Экономичность паровоза в целом, характеризуемая величиной расхода угля на приготовление 1 м³ рабочего пара:

$$\frac{B_h}{B_m v_{\ddot{u}}} = \frac{2\,280}{14{,}186 \cdot 0{,}1831} = 0{,}878. \qquad (330)$$

Подобным же образом нами были проработаны варианты котла проектного паровоза с диаметром дымогарных труб 40/45 мм и 60/55 мм и, кроме того, предельный случай $d_д = 0$, что равносильно изъятию из котла всех дымогарных труб.

Результаты анализа представлены в сводной табл. 31 и на графике фиг. 131.

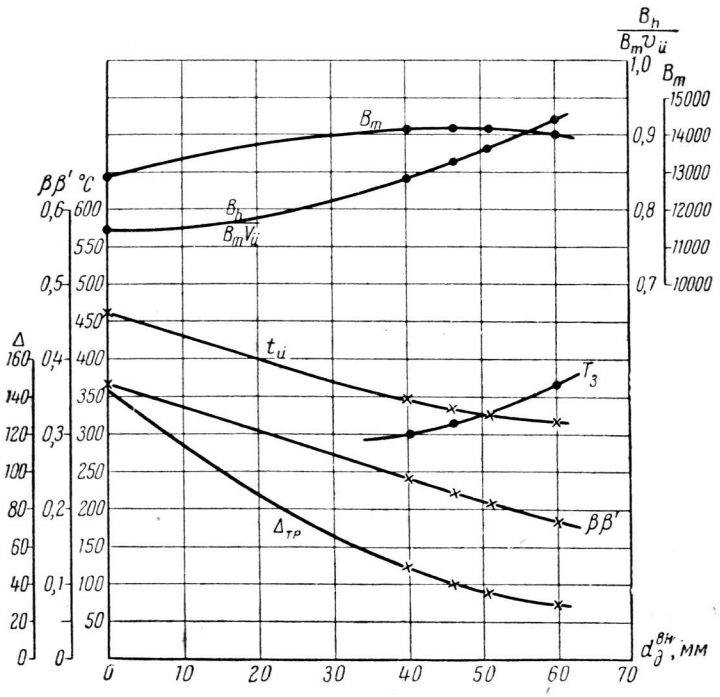
Таблица 31

1	$d_д$	мм	0	40/45	46/51	51/57	60/65
2	$n_д$	штук	—	247	218	195	171
3	$H_д$	м²	—	159,8	162,2	160,8	165,9
4	$\Omega_д$	»	—	0,3100	0,3622	0,3980	0,4832
5	$r_д$	мм	—	10,00	11,50	12,75	15,00
6	μB_h	кг/час	1 958	1 958	1 958	1 958	1 958
7	β	—	1	0,5650	0,5060	0,4725	0,4054
8	$\beta\beta'$	—	0,366	0,241	0,220	0,207	0,182
9	$U_д$	кг/м² сек	—	9,66	9,39	9,12	8,46
10	$U_{ж'}$	»	18,25	10,31	9,24	8,62	7,40
11	$U_{ж''}$	»	17,51	9,89	8,86	8,27	7,10
12	T_A	°C	1 138	1 133	1 132	1 129	1 129
13	$T_з^д$	»	—	273	311	345	405
14	$T_з^ж$	»	356,5	322	316,0	309,5	306
15	$T_з$	»	356,5	300	314	330	365
16	B_m	кг/час	12 902	14 174	14 220	14 186	14 046
17	$Q_{\ddot{u}}$	ккал/час	1 945 000	1 325 000	1 214 000	1 147 000	1 010 000
18	$\Delta\lambda$	ккал/кг	150,6	93,5	85,4	80,9	71,9
19	$t_{\ddot{u}}$	°C	463	350	334	325,6	308,4
20	$\frac{B_h}{B_m v_{\ddot{u}}}$	кг/м³	0,773	0,840	0,862	0,878	0,916
21	$\Delta_{тр}$	мм вод. ст.	142,4	50,1	39,4	37,1	29,2

Резюмируя полученные результаты, мы видим, что с точки зрения тепловой экономии увеличение диаметра дымогарных труб в паровозах с жаротрубными пароперегревателями невыгодно, так как при этом уменьшается доля газов β, обслуживающих пароперегреватель, и понижается температура перегрева пара, а это сейчас же сказывается и на повышении удельного расхода угля $\left(\frac{B_h}{B_m v_{\ddot{u}}}\right)$. Следовательно, идти на увеличение диаметра дымогарных труб следует только в тех случаях, когда к этому побуждает большая длина труб.

Переходим теперь к обследованию влияния диаметра пароперегревательных трубок.

С увеличением этого диаметра, при неизменном числе трубок элемента и неизменном диаметре жаровой трубы будет увеличиваться поверхность нагрева пароперегревателя, что должно способствовать повышению перегрева пара. С другой стороны, благодаря большему заполнению сечения жаровой трубы трубками пароперегревателя в жаровые



Фиг. 131. Влияние диаметра дымогарных труб на работу котла.

трубы пойдет меньшее количество газов сгорания, вследствие чего понизится качество обслуживания газовым потоком пароперегревательной поверхности нагрева. Исчерпывающую ясность в эту борьбу двух противоположных влияний может внести только детальный тепловой расчет.

Подвергнем анализу работу четырехтрубного пароперегревателя на проектном паровозе при диаметре трубок пароперегревателя $d_{ü} = 24/30$ мм, при всех прочих неизменных условиях.

Имеем:

$$H_{ü} = 84{,}08; \quad \Omega_{ж''} = 0{,}4530; \quad r_{ж''} = 0{,}01227;$$

$$a = 3\,417; \quad b = 141; \quad c = 1\,846;$$

$$\beta = 0{,}569;$$

$$\Omega_{ü} = 0{,}0217.$$

Дымогарные трубы

$$U_д = 8{,}19; \quad K_д = 39{,}42;$$

$$6\,032 \lg \frac{1\,045}{T_з^д - 197} + 0{,}5555\,(1\,242 - T_з^д) = 162{,}2 \cdot 39{,}42 = 6\,394.$$

$$T_з^д = 324°;$$

$$Q_д = 2\,706\,000.$$

Жаровые трубы до элементов пароперегревателя

$$U_{ж'} = 10{,}39; \quad K_{ж'} = 49{,}33.$$

$$7\,964 \lg \frac{1\,045}{T_A - 197} + 0{,}7333\,(1\,242 - T_A) = 9{,}4 \cdot 49{,}33 = 464;$$

$$T_A = 1\,133°;$$

$$Q_{ж'} = 456\,000.$$

Жаровые трубы в области пароперегревателя

$$U_{ж''} = 8{,}64; \quad K_{ср} = 37{,}81;$$

$$(1 - \beta')\left[7\,964 \lg \frac{936}{T_з^ж - 197} + 0{,}733\,(11\,333 - T_з^ж)\right] = 87{,}6 \cdot 37{,}81 = 3\,312;$$

$$\frac{Q_ü}{\frac{Q_э}{3\,312} - \frac{t_ü - 197}{2}} = 84{,}08 \cdot 37{,}81 = 3\,179.$$

$$Q_ü = \beta'\,[3\,318\,(1\,133 - T_з^ж) + 0{,}3667\,(1133^2 - T_з^{ж2})].$$

Решая эту систему определяющих уравнений, получаем следующие показатели работы (в первом приближении):

$T_з^ж = 391°$, $\beta' = 0{,}4469$; $Q_ü = 1\,285\,000$ ккал/час; $Q_э = 1\,591\,000$ ккал/час; $B_m = 13\,669$ кг/час; $\Delta\lambda = 94{,}1$ ккал/кг; $\lambda_ü = 755{,}2$ ккал/кг; $t_ü = 351°$.

Контрольная величина $= 3\,185 \sim 3\,179$.

Поправка на условия теплообмена

$U_ü = 175{,}0$; $\alpha_2' = 750$,	
$\alpha_1 = 38{,}97$,	$\alpha_2 = 38{,}97$
$\alpha_2 = 4\,000$,	$\alpha_2' = 750$,
$K^0_{ж''} = 38{,}59$,	$K^0_ü = 37{,}03$,
$K^0_{ж''} H_{ж''} = 3\,380$,	$K^0_ü H_ü = 3\,114$.

Решаем систему определяющих уравнений во втором приближении: $T_з^{ж} = 390°$; $\beta' = 0{,}4372$; $Q_{л} = 1\,259\,000$ ккал/час; $Q_э = 1\,621\,000$ ккал/час; $B_m = 13\,713$ кг/час; $\Delta\lambda = 91{,}8$ ккал/кг; $\lambda_{л} = 752{,}9$ ккал/кг; $t_{л} = 346{,}6°$; Контрольная величина — 3 110.

Поправка на радиацию пароперегревательных трубок

По фиг. 123 находим при

$$\frac{H_{л}}{H_к} = \frac{84{,}08}{305{,}8} = 0{,}275;$$

$$\Delta t_{л} = -11{,}0°; \quad \Delta T_з^{ж} = -2°;$$

$T_з^{ж} = 390 - 2 = 388°$;

$T_{ж'} = \dfrac{1\,133 - 388}{2{,}3 \lg \dfrac{1\,133 - 197}{388 - 197}} + 197 = 666{,}4°$;

$\theta = 666{,}4 - \dfrac{38{,}59}{38{,}97}(666{,}4 - 197) = 201{,}6°$;

$t_{л} = 346{,}6 - 11{,}0 = 335{,}6°$;

$t_п = \dfrac{197 + 335{,}6}{2} = 266{,}3°$;

$\theta' = 666{,}4 - \dfrac{37{,}03}{38{,}97}$;

$(666{,}4 - 216{,}3) = 284{,}4°$.

Замечая, что степень экранирования элемента из четырех трубок диаметром 24/30 мм, определенная графическим способом, оказывается равной

$$\varphi = 0{,}77,$$

подсчитываем величину часового теплоизлучения пароперегревательной поверхности на стенки жаровых труб:

$$Q_л = 4{,}96 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}8 \cdot 84{,}08 \cdot 0{,}77\,[5{,}590^4 - 4{,}746^4] = 96\,400.$$

$\Delta K_{ж'} = +\dfrac{96\,400}{87{,}6\,(666{,}4 - 197)} = +2{,}35$;

$K_{ж'} = 38{,}59 + 2{,}35 = 40{,}94$

$K_{ж'} H_{ж'} = 3\,586$;

$\Delta K_{л} = -\dfrac{96\,400}{84{,}08\,(666{,}4 - 266{,}3)} = -2{,}87$;

$K_{л} = 37{,}03 - 2{,}87 = 34{,}16$

$K_{л} H_{л} = 2\,872$.

Окончательное решение:

$T_з^{ж} = 388°$; $\beta' = 0{,}4067$; $Q_{л} = 1\,174\,000$ ккал/час; $Q_э = 1\,713\,000$ ккал/час; $B_m = 13\,849$ кг/час; $\Delta\lambda = 84{,}8$ ккал/кг; $\lambda_{л} = 745{,}9$ ккал/кг; $t_{л} = 333°$.

Контрольная величина — 2 866.

Газовое сопротивление трубчатой части котла

$$T_з = 324 \cdot 0{,}431 + 388 \cdot 0{,}569 = 360°;$$

$$T_{тр} = \frac{1\,242 - 360}{2{,}3 \lg \dfrac{1\,242 - 197}{360 - 197}} + 197 = 672°;$$

$$\gamma_{тр} = \frac{10\,330}{29{,}27\,(672 + 273)} = 0{,}373;$$

$$U_{тр} = \frac{(9{,}71 \cdot 1{,}2 + 1)\,1\,958}{3\,600\,(0{,}362 + 0{,}453)} = 8{,}44;$$

$$r = \frac{0{,}362 + 0{,}453}{\pi\,[0{,}046 \cdot 218 + (0{,}125 + 4 \cdot 0{,}030)\,48]} = 0{,}01191;$$

$$\Delta_{тр} = 1{,}65\,\frac{5{,}15}{11{,}91^{1{,}27}}\,\frac{1}{0{,}373}\,8{,}44^{1{,}65} = 33{,}1.$$

Показатель экономичности паровоза:

$$v_{ш} = 0{,}1856;$$

$$B_m v_{ш} = 2\,571;$$

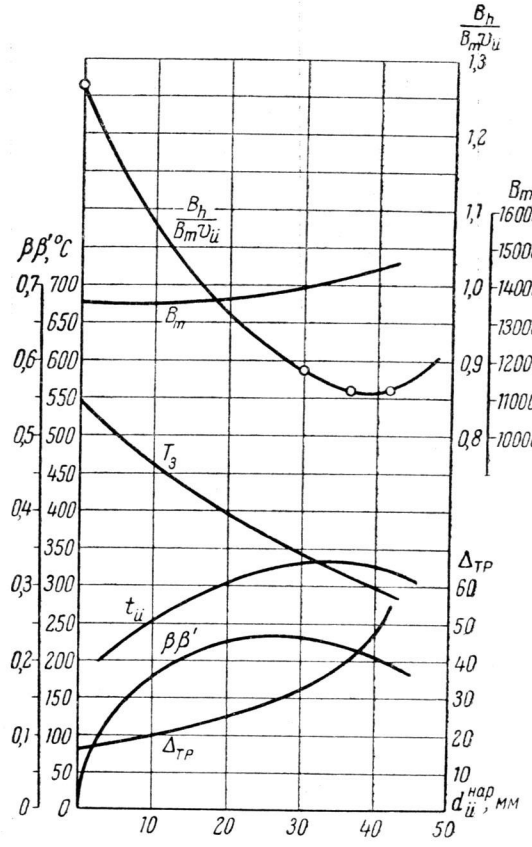
$$B_h / B_m v_{ш} = \frac{2\,280}{2\,571} = 0{,}887.$$

Кроме этого варианта, были просчитаны еще варианты с диаметром труб пароперегревателя 29/36 и 35/42 мм.

В качестве предельного случая уменьшения диаметра пароперегревательных труб проработан вариант, когда $d_{ш} = 0$, т. е. обследована работа паровоза с вынутыми из жаровых труб элементами пароперегревателя.

Результаты подсчетов сведены в табл. 32 и представлены графически на фиг. 132.

На проработанном материале мы убеждаемся в том, что подбор размеров пароперегревательных труб на наших паровозах с жаровыми трубами диаметром 125/133 мм и дымогарными диаметром 46/51 мм сделан очень удачно: при $d_{ш} =$ = 29/36 мм (применяемый стандартный диаметр) имеем наивысшую температуру перегрева пара и минимальный расход угля на приготовление 1 м³ рабочего пара.



Фиг. 132. Влияние диаметра пароперегревательных трубок на работу котла.

Что касается влияния диаметра жаровых труб, то очевидно, что оно будет обратно влиянию $d_{ш}$, т. е. с точки зрения привлечения в жаровые трубы большей порции газов полезно увеличивать $d_{ж}$ при неизменном $d_{ш}$.

Таблица 32

1	$d_{тр}$	мм	0	24/30	29/36	35/42
2	$H_{тр}$	м²	0	84,08	100,90	117,7
3	$\Omega_{ж''}$	»	0,5887	0,4530	0,3930	0,3229
4	$r_{ж''}$	мм	31,25	12,27	9,70	7,31
5	μB_h	кг/час	1958	1958	1958	1958
6	β	—	0,675	0,569	0,506	0,429
7	$\beta\beta'$	—	0	0,232	0,220	0,197
8	$U_д$	кг/м²сек	6,17	8,19	9,39	10,85
9	$U_{ж'}$	»	12,32	10,39	9,24	7,83
10	$U_{ж''}$	»	7,89	8,64	8,86	9,14
11	T_A	°С	1134	1133	1132	1130
12	$T_з^д$	»	301	324	311	315
13	$T_з^ж$	»	705	388	316,0	253
14	$T_з$	»	544	360	314	288
15	$Q_{тр}$	ккал/час	—	1 174 000	1 214 000	1 160 000
16	$\Delta\lambda$	ккал/кг	—	84,8	85,4	79,8
17	$t_{тр}$	°С	—	333	334	323,5
18	B_m	кг/час	13 524	13 849	14 220	14 529
19	$\frac{B_h}{B_m v_{тр}}$	кг/м³	1,265	0,887	0,862	0,861
20	$\Delta_{тр}$	мм вод. ст.	16,3	33,1	39,4	55,0

Глава VIII

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ НА ПЕРЕГРЕВ ПАРА

Применением подогрева питательной воды, помимо ряда чисто эксплуатационных преимуществ, преследуются две основные цели: повышение паропроизводительности котла B_m и получение экономии расхода горючего. Пусть мы имеем котел с вполне определенными размерами поверхностей нагрева, отапливаемый определенным сортом топлива. Сравним условия тепловой работы пароперегревателя при питании котла холодной водой и при наличии водоподогрева.

Случай первый:

$$B_h = \text{const}.$$

Если количество сжигаемого в единицу времени топлива и условия его сгорания будут одни и те же, то независимо от питания котла холодной или горячей водой в различных пунктах котла установятся вполне определенные, совершенно одинаковые в обоих случаях температуры га-

зов, в частности, температуры при входе в перегреватель и при выходе из него. Таким образом, как при наличии, так и при отсутствии водоподогрева тепловое напряжение стенок перегревательных трубок и температуры омывающих их газов будут одинаковы, а следовательно, будут одинаковы и количества тепла, передаваемого в единицу времени газами через стенки перегревательных трубок. Что касается количества приготовляемого котлом влажного пара, то его, конечно, будет больше при подогреве воды до $\vartheta°$, так как в этом случае на приготовление каждого килограмма пара затрачивается $\lambda_к - \vartheta$ ккал, что значительно меньше количества тепла $\lambda_к - \tau$, затрачиваемого при питании котла холодной водой с температурой $\tau°$.

После сказанного становится понятным, что если количество пара, проходящего в единицу времени через элементы, при наличии водоподогрева возрастает, а количество тепла, получаемого этим паром от окружающих газов, остается прежним, то каждый килограмм пара получит в пароперегревателе меньшее количество тепла и температура перегрева понизится.

Случай второй:

$$B_m = \text{const}.$$

Если водоподогрев применяется не с целью повышения паропроизводительности котла B_m, а для достижения экономии расхода топлива, то при том же количестве проходящего через элементы пара будет сжигаться меньше топлива при питании котла подогретой водой.

В этом случае благодаря уменьшению величин

$$\frac{\mu B_h K_р^н}{H_т}$$

и

$$U = \frac{(L_0\alpha + 1)\,\mu B_h}{3\,600\Omega}$$

снизятся температуры газов как при входе, так и при выходе из области расположения перегревательных трубок, что и повлечет за собой понижение степени перегрева пара.

Таким образом, в обоих случаях присоединение к котлу водоподогревателя или инжектора мятого пара вызовет снижение перегрева пара.

Величина $\Delta\lambda = \lambda_{\vartheta} - \lambda_к$ снижается при водоподогреве в отношении $\frac{\lambda_к - \tau}{\lambda_к - \vartheta}$, так что

$$\Delta\lambda' = \Delta\lambda \frac{\lambda_к - \tau}{\lambda_к - \vartheta},$$

где $\Delta\lambda'$ и $\Delta\lambda$ — приращения теплосодержания пара в элементах при подогретой и холодной воде.

В главе IV (второй части), производя исследование ожидаемой тепловой работы котла проектного паровоза, мы принимали температуру питательной воды $\tau = 15°$, т. е. питание котла предполагалось производить без предварительного подогрева воды.

Подсчитаем теперь, как изменятся условия тепловой работы котла, если питать его подогретой водой, имеющей при входе в котел температуру $\vartheta = 100°$.

Условия работы топки, а также все уравнения, характеризующие теплопередачу в дымогарных и жаровых трубах, остаются, очевидно, без изменений.

Решение системы определяющих уравнений для жаровых труб в области пароперегревателя [уравнения (281), (284) и (285)] дает следующие результаты:

Решение в первом приближении ($K_{ж'} = K_{п} = K_{ср} = 40{,}03$);

$T_з^{ж} = 316°$; $\beta' = 0{,}4897$; $Q_{п} = 1\,362\,000$ ккал/час; $Q_э = 1\,420\,000$ ккал/час;

$$B_m = \frac{4\,783\,000 + 3\,141\,000 + 410\,000 + 1\,420\,000 - 240\,000}{661{,}1 - 100} = 16\,108 \text{ кг/час};$$

$\Delta\lambda = 84{,}6$ ккал/кг; $\lambda_{п} = 745{,}7$ ккал/кг; $t_{п} = 332{,}5°$.

Контрольная величина в уравнении (284):

$$\frac{1\,362\,000}{\frac{1\,420\,000}{3\,507} - \frac{332{,}5 - 197}{2}} = 4\,047 \sim 4\,039.$$

Поправка на условия теплообмена стенок с водой и паром:

$$U_{п} = 148{,}0; \quad \alpha_{п} = 617.$$

Для стенок жаровых труб	Для стенок пароперегревательных труб
$\alpha_1 = 41{,}56,$	$\alpha_1 = 41{,}56,$
$\alpha_2 = 4\,000,$	$\alpha_2 = 617,$
$K^0_{ж'} = 41{,}13,$	$K^0_{п} = 38{,}93,$
$K^0_{ж'} H_{ж'} = 3\,603,$	$K^0_{п} H_{п} = 3\,928.$

При этих новых значениях произведений KH решаем систему уравнений (281), (284) и (285) во втором приближении и находим:

$T_з^{ж} = 314{,}5°$; $\beta' = 0{,}4775$; $Q_{п} = 1\,336\,000$ ккал/час; $Q_э = 1\,461\,000$ ккал/час;

$B_m = 16\,179$ кг/час; $\Delta\lambda = 82{,}5$ ккал/кг; $\lambda_{п} = 743{,}6$ ккал/кг, $t_{п} = 328{,}4°$;

$$\frac{1\,336\,000}{\frac{1\,461\,000}{3\,603} - \frac{328{,}4 - 197}{2}} = 3\,929.$$

Поправка на радиацию пароперегревательных трубок:

$$T_з^{ж} = 313°;\ t_ц = 318°;$$

$$T_{ж''} = \frac{1\,132 - 313}{2{,}3 \lg \frac{1\,132 - 197}{313 - 197}} + 197 = 590°; \qquad t_п = \frac{197 + 318}{2} = 257{,}5°.$$

Температуры стенок:

$$0 = 590 - \frac{41{,}13}{41{,}56}(590 - 197) = 201{,}1°;$$

$$0' = 590 - \frac{38{,}93}{41{,}56}(590 - 257{,}5) = 278{,}5°.$$

Теплоизлучение на стенки жаровых труб:

$$Q_л = 4{,}96 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}66 \cdot 100{,}9\left[\left(\frac{278{,}5 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{201{,}1 + 273}{100}\right)^4\right] = 89\,000.$$

Поправки ΔK на лучистый теплообмен:

$$\Delta K_{ж''} = + \frac{89\,000}{87{,}6\,(590 - 197)} = + 2{,}59;$$

$$\Delta K_ц = + \frac{89\,000}{100{,}9\,(590 - 257{,}5)} = - 2{,}65.$$

Окончательные значения величин K:

$$K_{ж''} = 41{,}13 + 2{,}59 = 43{,}72; \qquad K_{ж''}H_{ж''} = 3\,830;$$

$$K_ц = 38{,}93 - 2{,}65 = 36{,}28; \qquad K_ц H_ц = 3\,661.$$

Решая при этих новых значениях произведений KH уравнения (281), (284) и (285), находим окончательно:

$T_з^{ж} = 313°$; $\beta' = 0{,}4486$; $Q_ц = 1\,257\,000$ ккал/час; $Q_э = 1\,546\,000$ ккал/час;

$B_т = 16\,320$ кг/час; $\Delta\lambda = 77{,}0$ ккал/кг; $\lambda_ц = 738{,}1$ ккал/кг; $t_ц = 318°$.

$$\frac{1\,257\,000}{\frac{1\,546\,000}{3\,830} - \frac{318 - 197}{2}} = 3\,663 \sim 3\,661.$$

Итак, для данного частного случая мы определили понижение температуры перегрева пара на

$$\Delta t_ц = 334 - 318 = 16°$$

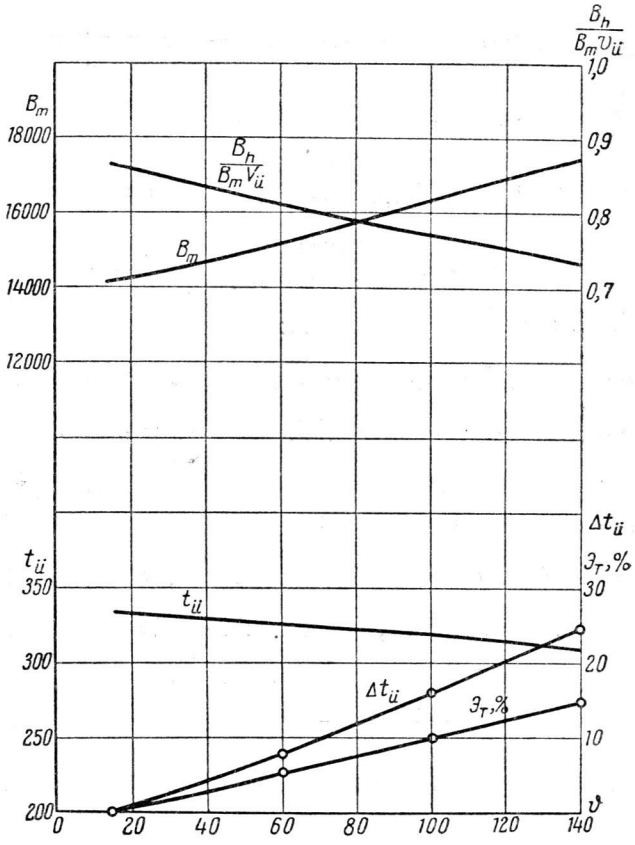
вследствие подогрева питательной воды до 100°.

Подобные расчеты были сделаны для температур подогретой воды $\vartheta = 60$ и 140°.

Сводка полученных данных приведена в табл. 33 и на фиг. 133.

Таблица 33

1	θ	°С	15	60	100	140
2	$T_3^{ж}$	»	316,0	315	313	312
3	β'	—	0,4350	0,4423	0,4486	0,4552
4	$Q_{ü}$	ккал/час	1 214 000	1 237 000	1 257 000	1 268 000
5	$Q_э$	»	1 577 000	1 559 000	1 546 000	1 517 000
6	B_m	кг/час	14 220	15 256	16 320	17 463
7	$\Delta\lambda$	ккал/кг	85,4	81,0	77,0	72,6
8	$t_{ü}$	°С	334	326	318	309,5
9	$\Delta t_{ü}$	»	0	8	16	24,5
10	$\frac{B_h}{B_m v_{ü}}$	кг/м³	0,862	0,816	0,773	0,735
11	$Э_т$	%	0	5,3	10,3	14,7

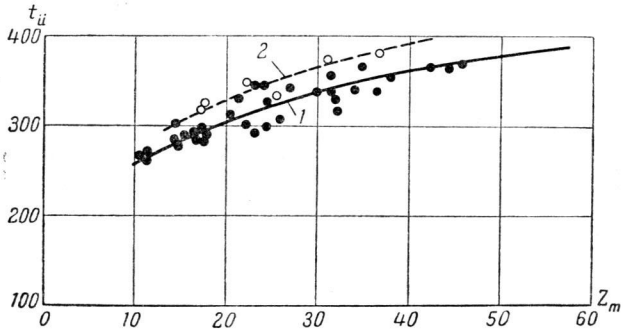


Фиг. 133. Влияние температуры питательной воды на работу котла и перегрев пара.

Полученные при исследовании данные использованы и для подсчета удельных расходов угля на 1 м³ рабочего пара — $\frac{B_h}{B_m v_{ü}}$, а путем сопостав-

ления этих расходов при разных температурах питательной воды определилась и экономия топлива.

На фиг. 134 приведены данные о температуре перегрева пара на паровозе серии $С^{У}$, полученные при опытных поездках. Паровоз серии $С^{У}$



Фиг. 134. Температура перегрева пара на паровозе серии $С^{У}$:
1 — с подогревом питательной воды; *2* — без подогрева питательной воды;

работал с подогревом воды в среднем до 100°, но несколько поездок было проведено с выключенным водоподогревателем.

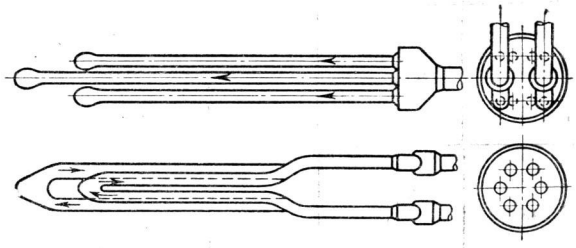
Эти поездки отмечены на фиг. 134 белыми кружками. Как можно видеть, приведенные данные указывают на заметное повышение температуры перегрева пара.

Глава IX

ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ СИСТЕМЫ ЧУСОВА И ЕГО РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС

Шеститрубный пароперегреватель известен у нас под названием пароперегревателя системы Чусова, хотя он был впервые предложен и опубликован как один из вариантов четырехтрубного элемента В. Шмидтом, а С.М.Чусов лишь внес в пароперегреватель Шмидта свое конструктивное оформление.

Этот пароперегреватель появился лет 30 назад и в настоящее время широко распространен на паровозах СССР.

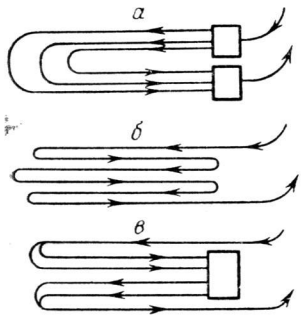


Фиг. 135. Схема пароперегревателя системы Чусова.

Схема пароперегревателя Чусова и поперечное сечение жаровой трубы, оборудованной этим пароперегревателем, представлены на фиг. 135.

Пар из коробки пароперегревателя по пароподводящей трубке поступает в распределительную камеру, из которой по трем трубкам направ-

ляется в жаровую трубу; в заднем конце жаровой трубы, не доходя до топки на 300—500 мм, трубки поворачивают обратно, и по ним пар возвращается во вторую распределительную камеру, а оттуда по отводящей трубке — в коллектор. (Распространены также варианты этого пароперегревателя с заварными соединениями без распределительных камер, что предпочтительнее с точки зрения сохранения плавности сечений, а следовательно, и меньшего мятия пара.)



Фиг. 136. Схема движения пара в трубках пароперегревателей:
а — параллельное движение;
б — последовательное движение;
в — смешанное движение.

Площадь для прохода пара в элементе Чусова значительно больше по сравнению с рассмотренным в предыдущих главах четырехтрубным элементом системы Шмидта благодаря тому, что в пароперегревателе Чусова пар протекает параллельно по трем трубкам, а в четырехтрубном пароперегревателе обтекает трубки элемента последовательно (фиг. 136).

Основное же преимущество элемента Чусова перед элементом Шмидта заключается в том, что при одной и той же поверхности нагрева погонного метра длины элементов Чусова и Шмидта первый занимает только 22,0% свободной площади сечения жаровой трубы, а второй — 33,2%. Следствием этого является привлечение в область пароперегревателя значительно большей доли газов из топки при элементах Чусова.

Проводя изложенным выше методом анализ тепловой работы нашего проектного паровоза и заменив в его 48 жаровых трубах элементы Шмидта

Таблица 34

	Размерность	Система пароперегревателя			Размерность	Система пароперегревателя	
		Шмидта	Чусова			Шмидта	Чусова
μB_h	кг/час	1 958	1 958	$T_з^д$	°С	311	308,5
B_m	»	14 220	14 043	$T_з^ж$	»	316,0	320
β	—	0,506	0,562	$T_з$	»	314	315
$1-\beta$	—	0,494	0,438	$Q_ü$	ккал/час	1 214 000	1 328 000
β'	—	0,4350	0,4300	$\Delta\lambda$	ккал/кг	85,4	94,6
$U_д$	кг/м² сек	9,39	8,32	$t_ü$	°С	334	352
$U_{ж'}$	»	9,24	10,26	$v_ü$	м³/кг	0,1860	0,1921
$U_{ж''}$	»	8,86	8,43	B_h			
	°С	1242	1242	$\overline{B_m v_ü}$	кг/м³	0,862	0,845
T_A	»	1132	1132	$\Delta_{тр}$	мм вод. ст.	39,4	31,7

элементами Чусова с обычными для них размерами трубок 18/24 мм, получаем данные, приведенные в табл. 34.

Таким образом, благодаря более выгодному соотношению размеров жаровых и пароперегревательных труб элемент системы Чусова дает повышение температуры перегрева пара на 18° и снижение газового сопротивления котла на 20% по сравнению с элементом Шмидта (диаметром 29/36 мм), расположенным в жаровых трубах того же диаметра.

Общая экономичность паровоза (расход угля на 1 м³ пара) при замене элементов Шмидта элементами Чусова возрастает на

$$\frac{0{,}862-0{,}845}{0{,}862}100 = 2\%.$$

Глава X

ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ СИСТЕМЫ ЭЛЕСКО (ТИП Е) И ИССЛЕДОВАНИЕ ЕГО РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Пароперегревателями этого типа оборудованы наши мощные паровозы типа 1-5-1 серии ФД и 1-4-2 серии ИС.

Пароперегреватель Элеско имеет два типа: А и Е. Тип А представляет собой лишь незначительное конструктивное видоизменение четырехтрубного пароперегревателя Шмидта: тип Е является пароперегревателем, расположенным в жаровых трубах относительно небольшого диаметра (чаще всего 82,5/89 мм), причем каждый элемент расположен обычно в четырех жаровых трубах. На фиг. 137 представлены сечение жаровой трубы и схема парового потока.

Преимуществами такого пароперегревателя являются:

1) более равномерное распределение тяги газов по всем трубам (число дымогарных труб ничтожно, и почти вся трубчатая поверхность нагрева состоит из жаровых труб);

3) меньшая величина распорных усилий в решетках;

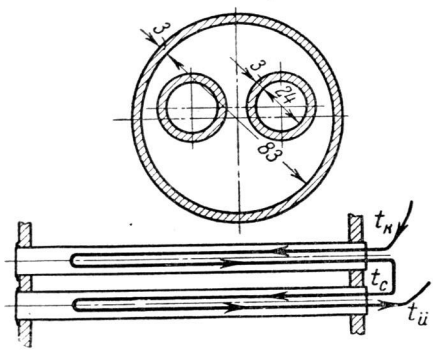
3) лучшие условия выхода пара на поверхность зеркала испарения благодаря более прямым и просторным вертикальным каналам между рядами жаровых труб, что должно обеспечить более спокойную поверхность зеркала испарения, а следовательно, и получение более сухого пара.

Недостаток: слабая термическая эффективность вследствие невыгодно большой пропорции экранирующей поверхности жаровой трубы по отношению к поверхности перегревательных трубок: отношение $\frac{H_{ж}''}{H_{п}}$ для пароперегревателей Шмидта и Чусова составляет около 0,87, а для пароперегревателей Элеско — 1,37. Благодаря этому для получения достаточно высокого перегрева приходится сильно развивать перегревательную поверхность.

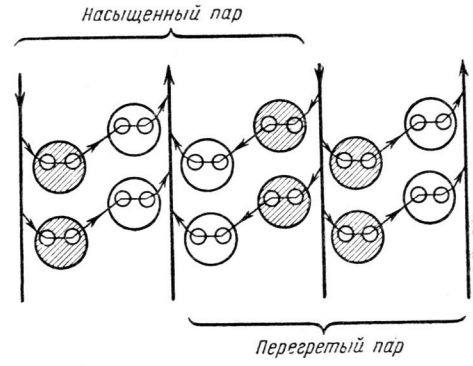
Обращаясь к исследованию тепловой работы пароперегревателя Элеско, намечаем следующий порядок: коэффициент разделения газового потока β подсчитываем на общих основаниях по формуле (257). Из уравнений (259)—(262) определяются факторы тепловой работы газов в дымогарных трубах $T_з^д$, $U_д$, $K_д$.

Из уравнений (264)—(266) находим T_A, $U_{ж'}$, $K_{ж'}$.

Тепловая работа газов, протекающих по жаровым трубам в области пароперегревателя, будет, очевидно, неодинакова во всех трубах, так как температура пара в первых трубах (на фиг. 138 покрыта штриховкой) будет ниже, чем во вторых трубах. Таким образом, половина жаровых труб



Фиг. 137.



Фиг. 138.

будет заключать в себе элементные трубки с паром низкой температуры, изменяющейся от $t_к$ до $t_с$ (фиг. 137); в остальных же трубах температура перегретого пара будет изменяться от $t_с$ до $t_п$.

Величины весовых скоростей газового потока, а следовательно, и коэффициентов теплопередачи $K_{ж''}$ и $K_п$ будут, очевидно, одинаковы для всех труб (так как они не зависят от температуры газов) и определяются по формулам (272)—(277).

Для первых труб имеем следующие соотношения:

$$\frac{\beta}{2}(1-\beta_1')\left\{(M+2Nt_к)\ln\frac{T_A-t_к}{(T_з^{ж})_1-t_к}+2N[T_A-(T_з^{ж})_1]\right\}= K_{ж''}\frac{H_{ж''}}{2}; \tag{331}$$

$$(Q_п)_1=\frac{\beta}{2}\beta_1'\{M[T_A-T_з^{ж})_1[+N[T_A^2-(T_з^{ж})_1^2]]\}; \tag{332}$$

$$\frac{(Q_п)_1}{\frac{(Q_э)_1}{K_{ж''}\frac{H_{ж''}}{2}}-\frac{t_с-t_к}{2}}=K_п\frac{H_п}{2}. \tag{333}$$

Для жаровых труб, содержащих вторые петли элементов:

$$\frac{\beta}{2}(1-\beta_2')\left\{(M+2Nt_к)\ln\frac{T_A-t_к}{(T_з^ж)_2-t_к}+2N[T_A-(T_з^ж)_2]\right\}=$$

$$=K_{ж''}\frac{H_{ж''}}{2}; \tag{334}$$

$$(Q_ü)_2=\frac{\beta}{2}(\beta_2'\{M[T_A-T_з^ж)]+N[T_A^2-(T_з^ж)_2^2]\}; \tag{335}$$

$$\frac{Q_ü}{\frac{(Q_э)_2}{K_{ж''}\frac{H_{ж''}}{2}}+t_к-\frac{t_c+t_ü}{2}}=K_ü\frac{H_ü}{2}. \tag{336}$$

В этих уравнениях:

$(T_з^ж)_1$, β_1', $(Q_э)_1$ и $(Q_ü)_1$ — температура уходящих газов, коэффициент внутреннего разделения тепла, теплоотдача экрану и теплоотдача пароперегревателю в первых трубках;

$(T_з^ж)_2$, β_2', $(Q_э)_2$ и $(Q_ü)_2$ — те же факторы для вторых петель элементов;

t_c — температура пара при переходе из первой петли элемента во вторую.

Для внесения полной ясности в рабочий процесс этого пароперегревателя во время испытаний должны измеряться температуры уходящих газов в трех пунктах:

1) у выходных отверстий дымогарных труб;

2) у выходных отверстий жаровых труб в зоне первых петель перегревательных элементов.

3) то же, в зоне вторых петель элементов.

Кроме того, надо замерять температуру пара в трубке элемента при переходе его из первой петли во вторую.

Однако при испытаниях паровозов с пароперегревателем Элеско типа Е температуру пара измеряют обычно только в коллекторе, а температура уходящих из жаровых труб газов замеряется общая после смешения обоих потоков. Поэтому считаем полезным дать метод аналитического определения недостающих величин при обработке результатов таких неполноценных опытных поездок.

В качестве примера дадим обработку данных опытной поездки с паровозом серии ИС.

Размеры котла $R=7{,}04$ м²; $H_т=31{,}2$ м²; $L_д=5{,}97$ м; $L_{ж'}=0{,}47$ м; $L_{ж''}=5{,}5$ м; 130 жаровых труб диаметром 82,5/89 мм и 44 дымогарные трубы диаметром 51/57 мм; размер элементных трубок пароперегревателя 24/30 мм;

$$H_д^{газ}=42{,}1\text{ м}^2;\ H_{ж'}=20{,}57\text{ м}^2;\ H_{ж''}=185{,}2\text{ м}^2;$$
$$H_ü=134{,}7\text{ м}^2;\ \Omega_д=0{,}090\text{ м}^2;\ \Omega_{ж'}=0{,}559\text{ м}^2;$$
$$\Omega_{ж''}=0{,}511\text{ м}^2;\ \Omega_ü=0{,}0294\text{ м}^2.$$

Разделение газового потока [формула (257)]:

$$\beta = 0{,}83;\ 1 - \beta = 0{,}17.$$

Топливо: угольная смесь из 30% угля марки ПС, 30% марки Г и 40% марки АК следующего состава:

$$56{,}29C + 4{,}24H + 3{,}69S + 8{,}79O_2 + 1{,}43N + 10{,}63W + 14{,}93A;$$

$$K_{\text{р}}^{\text{н}} = 5\,352 \text{ ккал/кг}.$$

Данные опыта, непосредственно измеренные или полученные подсчетами:

$$B_h = 3\,716;\ Y = 528;\ \mu = 0{,}646(!);\ \mu B_h = 2\,400;\ B_m = 16\,320;$$

$$CO_2 = 11{,}40\%;\ O_2 = 7{,}10\%;\ CO = 2{,}20\%;\ \alpha = 1{,}398;\ T_2^{\text{пир}} = 1015°;$$

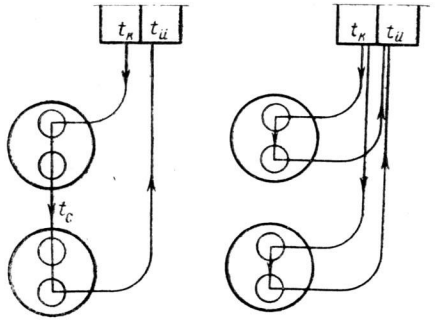
$$T_3^{\text{пир}} = 286°;\ t_{\ddot{u}} = 360°;\ \tau = 18°;\ p_{\text{к}} = 16{,}0;\ x_{\text{к}} = 0{,}922;$$

$$\lambda_{\text{к}} = 634{,}7;\ \lambda_{\ddot{u}} = 760{,}2.$$

$$M = 8\,124;\ N = 0{,}8735.$$

$$T_2' = 1015 + 228 - 30 = 1213°;\ T_3 = 286 + 14 = 300°;\ T_A = 1104°.$$

Ввиду отсутствия упомянутых выше температурных измерений поступаем следующим образом: заменяем действительную схему работы пароперегревателя (последовательное обтекание обеих ветвей элемента) условной (фиг. 139) с параллельным протеканием пара по обеим ветвям. Такая схема элемента дает, как будет указано ниже, совершенно тождественные значения B_m и $t_{\ddot{u}}$ с действительной схемой и если не нашла себе применения на практике, то исключительно из-за недостатка места в дымовой коробке для размещения большого числа подводящих трубок. Поставив, таким образом, все петли элементов во всех жаровых трубах в совершенно одинаковые условия работы (усредненные условия), напишем систему определяющих уравнений сразу для всего газового потока, протекающего по жаровым трубам:



Фиг. 139.

$$(1 - \beta')\left\{16\,176 \lg \frac{1\,104 - 200}{T_3^{\text{ж}} - 200} + 1{,}4500\,(1\,104 - T_3^{\text{ж}})\right. = 185{,}2K_{\text{ж}''}. \quad (337)$$

$$\frac{Q_{\ddot{u}}}{\dfrac{Q_{\text{э}}}{185{,}2K_{\text{ж}''}} - \dfrac{t_{\ddot{u}} - 200}{2}} = 134{,}7K_{\ddot{u}}. \quad (338)$$

$$Q_{\ddot{u}} = \beta'\,[6\,742\,(1\,104 - T_3^{\text{ж}}) + 0{,}7250\,(1\,104^2 - T_3^{\text{ж}2})]. \quad (339$$

Имеем:

$$Q_{ж'} = 6{,}742\,(1\,104 - 300) + 0{,}7250\,(1\,104^2 - 300^2) = 6\,238\,000.$$

$$Q_{п} = 16\,320\,(760{,}2 - 634{,}7) = 2\,048\,000.$$
$$Q_{э} = 6\,238\,000 - 2\,048\,000 = 4\,190\,000.$$

$$\beta' = \frac{2\,048\,000}{6\,238\,000} = 0{,}3283.$$

Из (337):

$$K_{ж'} = 60{,}32.$$

Из (338)

$$K_{п} = 53{,}14.$$

$$K_{ср} = \frac{60{,}32 + 53{,}25}{2} = 56{,}73.$$

Это усредненное значение коэффициента теплопередачи зависит, как нам известно, исключительно от весовой скорости газового потока; поэтому и в условиях работы элемента по действительной схеме эта величина $K_{ср}$ будет иметь место как в первых, так и во вторых петлях элемента.

Весовая скорость пара (при протекании по действительной схеме)

$$U_{п} = \frac{16\,320}{0{,}0294 \cdot 3\,600} = 154{,}2.$$

$$\alpha_{п} = 12{,}03 \cdot 154{,}2 = 677.$$

Путем подбора находим такое значение α_1; при котором $K_{ср} = 56{,}73$.

Стенки жаровых труб	Стенки пароперегревательных труб
$\alpha_1 = 59{,}58$	$\alpha_1 = 59{,}58$
$\alpha_2 = 4000$	$\alpha_2 = 677$
$K^0_{ж'} = \frac{59{,}58 \cdot 4000}{59{,}58 + 4000} = 58{,}70$	$K^0_{п} = \frac{59{,}58 \cdot 677}{59{,}58 + 677} = 54{,}76$

$$K_{ср} = \frac{58{,}70 + 54{,}76}{2} = 56{,}73.$$

Теперь переходим к анализу раздельной работы газового потока в первых и во вторых петлях элемента.

Для первых петлей

$$(1 - \beta'_1)\left\{8\,088 \lg \frac{904}{(T^{ж}_{з})_1 - 200} + 0{,}7250\,[1\,104 - (T^{ж}_{з})_1]\right\} = 92{,}6 \cdot 58{,}70 = 5\,436; \tag{340}$$

$$\frac{(Q_{п})_1}{\frac{(Q_{э})_1}{5\,436} + 200 - (t_{п})_1} = 67{,}35 \cdot 54{,}76 = 3\,688. \tag{341}$$

$$(Q_{п})_1 = \beta'_1\,\{3\,371\,[1\,104 - (T^{ж}_{з})_1] + 0{,}3625\,[1\,104^2 - (T^{ж}_{з})^2_1]\}. \tag{342}$$

Здесь необходимо заметить, что при значительной влажности поступающего в элементы пара было бы неправильно оценивать среднюю температуру пара в первых петлях элемента Элеско, как среднюю арифметическую из $t_к$ и $t_с$, так как собственно перегрев пара, т. е. повышение его температуры, начнется примерно только на половине длины первой петли элемента, поэтому правильнее будет брать

$$(t_п)_1 = t_к + \frac{t_с - t_к}{4}.$$

Решая систему уравнений (340)—(342), получаем:

$$(T_з^{ж})_1 = 287°; \quad \beta_1' = 0{,}3833; \quad (Q_ü)_1 = 1\,214\,000 \text{ ккал/час};$$

$$(Q_э)_1 = 1\,953\,000 \text{ ккал/час};$$

$$(\Delta\lambda)_1 = \frac{1\,214\,000}{16\,320} = 74{,}4 \text{ ккал/кг}; \quad \lambda_с = 634{,}7 + 74{,}4 = 709{,}1 \text{ ккал/кг};$$

$$t_с = 264°;$$

$$\frac{1\,214\,000}{\frac{1\,953\,000}{5\,436} + 200 - \left(200 + \frac{260 - 200}{4}\right)} = \frac{1\,214\,000}{\frac{1\,953\,000}{5\,436} - 15} = 3\,710 \sim 3\,688.$$

Путем предварительных подсчетов находим:

$$\Delta T_з^{ж} = 0; \quad \Delta t_ü = -2°;$$

берем исправленные на радиацию трубок температуры:

$$(T_з^{ж})_1 = 287°; \quad t_с = 264 - 2 = 262°;$$

$$(T_{ж''})_1 = 549{,}4°; \quad (t_п)_1 = 200 + \frac{64}{4} = 216°;$$

$$(\theta)_1 = 549{,}4 - \frac{58{,}70}{59{,}58}(549{,}4 - 200) = 205{,}2°;$$

$$(\theta')_1 = 549{,}4 - \frac{54{,}76}{59{,}58}(549{,}4 - 216) = 243{,}0°;$$

$$(Q_л)_1 = 4{,}96 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}86 \cdot 67{,}35\,[5{,}160^4 - 4{,}782^4] = 34\,500;$$

$$(\Delta K_{ж''})_1 = \frac{34\,500}{92{,}6\,(549{,}4 - 200)} = +1{,}07;$$

$$(\Delta K_ü)_1 = -\frac{34\,500}{67{,}35\,(549{,}4 - 216)} = -1{,}54;$$

$$(K_{ж''})_1 = 58{,}70 + 1{,}07 = 59{,}77; \quad (K_ü)_1 = 54{,}76 - 1{,}54 = 53{,}22;$$

$$(K_{ж''})_1 \frac{H_{ж''}}{2} = 59{,}77 \cdot 92{,}6 = 5\,535;$$

$$(K_ü)_1 \frac{H_ü}{2} = 53{,}22 \cdot 67{,}35 = 3\,584.$$

Окончательно:

$(T_з^{ж})_1 = 287°$; $\beta_1' = 0{,}3721$; $(Q_ü)_1 = 1\,178\,000$ ккал/час; $(Q_э)_1 = 1\,989\,000$ ккал/час;

$$(\Delta\lambda_ü)_1 = 72{,}2 \text{ ккал/кг}; \quad \lambda_c = 706{,}9 \text{ ккал/кг}; \quad t_c = 260°.$$

Контрольная величина — $3\,579 \sim 3\,584$.

Вторые петли элементов

$$(1 - \beta_2')\left\{8\,088 \lg \frac{904}{(T_з^{ж})_2 - 200} + 0{,}7250\,[1\,104 - (T_з^{ж})_2]\right\} = 92{,}6 \cdot 58{,}70 = 5\,436. \tag{343}$$

$$\frac{(Q_ü)_2}{\frac{(Q_э)_2}{5\,436} + 200 - \frac{260 + t_ü}{2}} = 67{,}35 \cdot 54{,}76 = 3\,688. \tag{344}$$

$$(Q_0)_2 = \beta_2' \{3\,371\,[1\,104 - (T_з^{ж})_2] + 0{,}3625\,[1\,104^2 - (T_з^{ж})_2^2]\}. \tag{345}$$

Находим:

$$(T_з^{ж})_2 = 309°; \quad \beta_2' = 0{,}3211; \quad (Q_ü)_2 = 992\,000 \text{ ккал/час};$$

$$(Q_э)_2 = 2\,096\,000 \text{ ккал/час};$$

$$(\Delta\lambda)_2 = 60{,}8 \text{ ккал/кг}; \quad \lambda_ü = 767{,}7 \text{ ккал/кг}; \quad t_ü = 375°.$$

Контрольная величина — $3\,700 \sim 3\,688$.

Вводя поправку на радиацию трубок, берем:

$$(T_з^{ж})_2 = 307°; \quad t_ü = 360; \quad (T_{ж''})_2 = 573{,}8°; \quad (t_п)_2 = 310°.$$

Находим:

$$(\vartheta)_2 = 205{,}5°; \quad (\vartheta')_2 = 331{,}3°;$$

$$(Q_л)_2 = 148\,700;$$

$$(\Delta K_{ж'})_2 = +4{,}30; \quad (\Delta K_ü) = -8{,}37;$$

$$(K_{ж''})_2 = 63{,}00; \quad (K_ü)_2 = 46{,}39;$$

$$(K_{ж''})_2 \frac{H_{ж''}}{2} = 5\,834; \quad (K_ü)_2 \frac{H_ü}{2} = 3\,124.$$

Окончательное решение:

$$(T_з^{ж})_2 = 307°; \quad \beta_2' = 0{,}2774; \quad (Q_ü)_2 = 850\,000 \text{ ккал/час};$$

$$(Q_э)_2 = 2\,215\,000 \text{ ккал/час};$$

$$B_m = 16\,320 \text{ кг/час}; \quad (\Delta\lambda)_2 = 52{,}1 \text{ ккал/кг}; \quad \lambda_ü = 759{,}0 \text{ ккал/кг};$$

$$t_ü = 358{,}4°.$$

Контрольная величина — 3 143 ~ 3 124.

Итак, достигнута полная увязка с данными непосредственного опыта:

$$T_з^{ж} = \frac{287 + 307}{2} = 297^\circ \text{ (по опытным данным } 300^\circ);$$

$$t_{ӥ} = 358{,}4^\circ \text{ (по опытным данным } 360^\circ).$$

Изложенный метод позволяет, таким образом, провести обработку опытного материала, несмотря на отсутствие раздельного замера температур уходящих газов для жаровых труб, содержащих первые и вторые петли элементов Элеско.

В случае проектирования нового паровозного котла с пароперегревателем Элеско типа Е системами определяющих уравнений пользуются последовательно, увязывая отдельно сначала первую половину жаровых труб, содержащих первые петли элементов, а затем переходя ко второй.

Для решения вопроса о конкурентоспособности узкотрубного пароперегревателя Элеско Е с широкотрубными системами нами проведено сравнительное исследование ожидаемых результатов работы паровоза серии ФД с пароперегревателем Элеско Е и Л-40.

Исследование тепловой работы узкотрубного пароперегревателя проведено по схеме, изложенной в начале настоящей главы, а исследование работы широкотрубного пароперегревателя типа Л-40 с шеститрубными элементами проведено совершенно так же, как в главах IV и IX.

Результаты исследования собраны в табл. 35.

Приведенный цифровой материал показывает, что вариант с широкотрубным пароперегревателем выгодно выделяется более высоким перегревом пара и почти вдвое меньшим газовым сопротивлением трубчатой части котла. Правда, весовая паропроизводительность котла при этом снижается на 500 кг/час, что составляет 4%. Тем не менее, несмотря на уменьшение количества продукции, резкое повышение ее качества (высокий перегрев) побеждает, и в результате получаем чистого сбережения топлива при перегревателе Л-40 свыше 3%.

$$Э_т = \frac{1{,}107 - 1{,}071}{1{,}107} 100 = 3{,}2\%.$$

Необходимо заметить, что действительная цифра экономии будет несколько больше подсчитанной, так как в принятом нами способе оценки экономичности по сравнению показателей $\frac{B_h}{B_m v_{ӥ}}$ не учитывается того обстоятельства, что помимо большого удельного объема высокоперегретый пар вследствие своей малой плотности отдает меньше тепла омываемым им стенкам парового цилиндра, поршня и впускных каналов золотника.

Поэтому постановку пароперегревателя типа Л-40 на паровозах серий ФД и ИС взамен узкотрубного пароперегревателя Элеско типа Е можно только приветствовать.

Таблица 35

	Размерность	Система пароперегревателя	
		Эльеско тип Е	Тип Л-40
Площадь колосниковой решетки R	м²	7,04	7,04
Число дымогарных труб $n_д$	штук	44	98
Число жаровых труб $n_ж$	»	130	40
Диаметр дымогарных труб $d_д$	мм	51/57	51/57
Диаметр жаровых труб $d_ж$	»	82,5/89	143/152
Диаметр пароперегревательных труб $d_п$	»	24/30	24/30
Расстояние между решетками l	м	5,97	5,97
Длина свободной части жаровых труб $l_{ж'}$	»	0,47	0,47
Поверхность нагрева дымогарных труб $H_д$	м²	42,1	93,7
Поверхность нагрева жаровых труб $H_{ж'}$	»	13,81	6,96
	»	185,2	98,8
Поверхность нагрева пароперегревателя $H_п$	»	134,7	124,3
Общая испаряющая поверхность нагрева котла $H_к$	»	295,2	248,4
Отношение $\frac{H_п}{H_к}$	—	0,456	0,501
Отношение $\frac{H_к}{R}$	—	41,9	35,2
Доля газового потока в жаровых трубах β	—	0,830	0,700
Полный часовой расход угля B_h	кг/час	2816	2816
Фактический расход угля μB_h	»	2514	2514
Полезная паропроизводительность котла B_m	»	12513	12017
Коэффициент ответвления тепла на перегрев пара β'	—	0,3522 0,2312	0,3890
Весовая скорость в дымогарных трубах $U_д$	кг/м² сек	13,43	10,66
Весовая скорость в жаровых трубах $U_{ж'}$	»	11,16	11,39
Весовая скорость в жаровых трубах $U_{ж''}$	»	11,54	10,52
Весовая скорость пара в элементах $U_п$	»	118,2	61,5
Коэффициент теплопередачи в дымогарных трубах $K_д$	ккал/м²час°С	62,45	49,22
Коэффициент теплопередачи в свободной части жаровых труб $K_{ж'}$	»	55,24	53,58
Суммарные коэффициенты теплопередачи в жаровых трубах (с учетом поправки на радиацию элементов пароперегревателя) $K_{ж''}$	»	41,52 45,14	55,75
$K_п$	»	35,39 27,30	37,36
Температура газов при входе в трубчатую часть T_2	°С	1224	1224
Температура газов перед пароперегревателем T_A	»	1118	1162
Температура уходящих газов из дымогарных труб $T_з^д$	»	335	337
Температура уходящих газов из жаровых труб $T_з^ж$	»	340 366	380

Таблица 35 (продолжение)

	Размерность	Система пароперегревателя	
		Элеско тип Е	Тип Л-40
Температура уходящих газов средняя $T_з$	°С	353	367
Теплосодержание перегретого пара $\lambda_п$	ккал/кг	773,0	796,2
Температура перегретого пара $t_п$	°С	385	432
Расход угля на 1 м³ рабочего пара $\frac{B_h}{B_m v_п}$ . . .	кг/м³	1,107	1,071
Газовое сопротивление труб $\Delta_{тр}$	мм вод ст.	91,6	55,2

Глава XI

ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ НОТКИНА, ЛЫСОВА, КУЛИКОВСКОГО, ФАРМАКОВСКОГО, АЛЬБРЕХТА

Из рассмотренных выше типов паровозных жаротрубных пароперегревателей четырехтрубный элемент Шмидта получил наибольшее распространение за границей. Шеститрубный элемент распространен главным образом в СССР в конструктивном оформлении Чусова и группы «Локомотив-проект» (тип Л-40). Узкотрубный пароперегреватель Элеско применяется на железных дорогах США, хотя в последнее время интерес к нему, видимо, падает.

В СССР пароперегреватель Элеско на паровозы больше не ставится и в ближайшие годы на паровозы будут устанавливаться два типа пароперегревателей: шеститрубный с трубками диаметром не менее чем 23/28 мм, монтированными в жаровых трубах 131/140 мм или 143/152 мм, и четырехтрубный в жаровых трубах 125/133 мм.

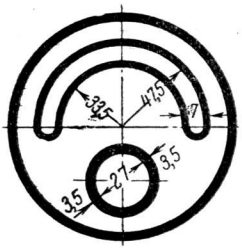
Кроме этих основных систем паровозных пароперегревателей, предложено в разное время изобретателями очень большое число других систем (только в пределах СССР свыше 50 официально заявленных конструкций), из которых мы дадим краткое описание только некоторых.

Элемент системы Лысова (фиг. 140) образован двумя трубками: по первой (полукольцевого сечения) пар идет к заднему концу элемента, где переходит в обратную трубку круглого сечения, по которой и возвращается в коллектор. Все соединения трубок — сварные.

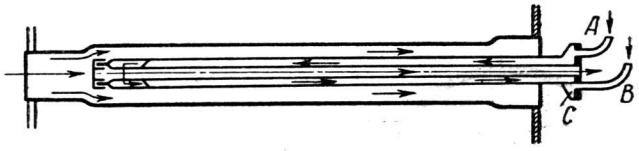
Весьма оригинальный тип элемента для паровозного жаротрубного пароперегревателя был предложен Ноткиным (фиг. 141). Влажный пар поступает из коллектора по трубке A в распределительную камеру C, а оттуда — в четыре верхних трапецоидальных канала, по которым движется по направлению к заднему концу элемента; в этом месте перегородки между каналами не доходят до конца элемента, благодаря чему

пар переходит в четыре нижних канала и по ним возвращается к переднему концу элемента и по трубке B в коллектор.

Условия обогрева газами перегревательной поверхности элемента Ноткина существенно разнятся от обогревания предыдущих систем. В пароперегревателях Шмидта, Чусова и Элеско газы, протекающие по жаровым трубам, омывают одновременно и перегревательную и испаряющую поверхности, работая, так сказать, «на два фронта». В перегревателе Ноткина газы в самом начале жаровой трубы должны разделиться на две самостоятельные порции, из которых внешняя, протекающая по



Фиг. 140.



Фиг. 141.

кольцевому промежутку между ребристой трубкой элемента и стенкой жаровой трубы, отдает тепло попрежнему на два фронта; другая же порция газов, изолированная во внутренней полости элемента, соприкасается лишь с перегревательной поверхностью, благодаря чему заключающееся в ней тепло отдается исключительно пару. Такая конструкция элемента, монополизирующая большую часть тепла на нужды перегрева пара, является по идее вполне правильной. В первом варианте пароперегревателя Ноткина пар направлялся к заднему концу элемента по восьми каналам кольцевой щели, а обратно возвращался по внутренней трубе круглого сечения.

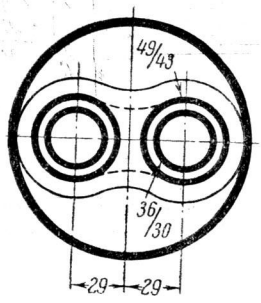
При такой конструкции пар в течение обратного хода никакого перегрева не получает, а, наоборот, теряет некоторую часть перегрева, приобретенного к концу первого хода, так как соприкасается через среднюю стенку с паром более низкой температуры.

Выполненный по этой схеме пароперегреватель при первых же опытах дал чрезвычайно низкий перегрев, после чего конструкция элемента была изменена.

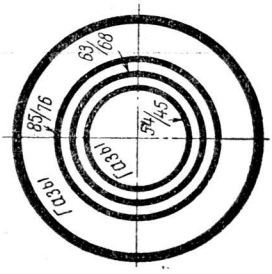
На фиг. 142 представлено сечение жаровой трубы с элементами Куликовского. Газы омывают элемент как снаружи, так и изнутри. Пар из передней распределительной камеры попадает в первую кольцевую щель, протекает по ней к заднему концу элемента и, пройдя здесь через вторую соединительную камеру, перебрасывается в левый кольцевой канал, по которому и возвращается обратно в коллектор. Конструкция элемента получается довольно сложной вследствие громоздкости и большого числа промежуточных камер; подвод пара приходится производить одной трубкой сразу в два смежных элемента, точно так же, как и отвод

перегретого пара в коллектор. Вследствие этого, а также вследствие недостаточных размеров паровых площадей в самом элементе мятие пара доходит в пароперегревателе Куликовского до недопустимых размеров.

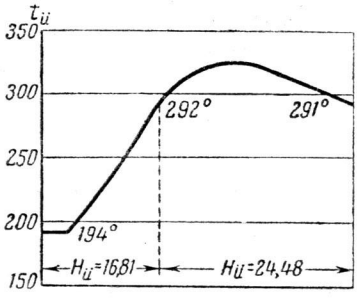
Два варианта пароперегревательных элементов были предложены Фармаковским. В первом варианте (фиг. 143) пар протекает к заднему концу элемента по внутреннему кольцевому каналу, а обратно — по наружному. На протяжении первого хода кольцевой поток пара омывается газами только со стороны внутреннего периметра, при втором ходе — только с наружной стороны; средняя же трубка разделяет два паровых пространства, и стенка ее не является активной перегревательной поверхностью.



Фиг. 142.



Фиг. 143.



Фиг. 144.

Построенная для рассматриваемого пароперегревателя на фиг. 144 диаграмма перегрева показывает, что в начале обратного хода температура пара еще возрастает благодаря большому получению тепла от газов высокой температуры по сравнению с теплоотдачей пару через среднюю стенку. Примерно на половине обратного хода температура пара достигает своей максимальной величины и затем начинает падать. Происходит это потому, что теплополучение от газов, которые имеют в этой части жаровой трубы уже не столь высокую температуру, относительно невелико; разница же температур пара весьма значительна, так что теплоотдача пара превалирует над получением тепла. В результате конечная температура перегрева получается ниже, чем в элементе Чусова и Шмидта.

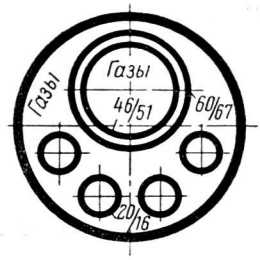
Рассмотренная конструкция пароперегревателя Фармаковского, дающего наиболее низкий перегрев, показывает полную недопустимость осуществления в элементе «нейтральной» стенки, разделяющей два паровых пространства.

Второй вариант Фармаковского представлен на фиг. 145. Пар идет в одном направлении по кольцевому каналу, прогреваемому газами как снаружи, так и изнутри; в обратном направлении пар движется по четырем цилиндрическим трубкам. Все соединения трубок выполнены

при помощи газовой сварки. Отрицательные стороны конструкции — ее сложность и возможность прогорания и провисания слишком тонких обратных трубок.

В пароперегревателе Альбрехта четыре обратные трубки заменены одной диаметром 27/34 мм; элемент получается несколько менее совершенным с теплотехнической стороны, но зато более надежным.

Факторы тепловой работы перечисленных систем пароперегревателей приведены в табл. 36 для пассажирского паровоза серии Б на нефтяном отоплении при сжигании в 1 час 486,6 кг нефтяных остатков с теплотворной способностью $K_{\text{р}}^{\text{н}} = 9\,900$ ккал/кг.



Фиг. 145.

Данные приведенной таблицы показывают, что если отбросить явно дефектные системы Ноткина и Фармаковского (первые варианты), то все остальные системы весьма близки друг к другу по своему тепловому эффекту.

Объясняется это тем, что пароперегревательный элемент должен одновременно удовлетворять двум требованиям: 1) иметь возможно большую поверхность нагрева и 2) как можно меньше стеснять площадь сечения жаровой трубы, в которой он помещен. Так как эти два

Таблица 36

Система пароперегревателя	$\Omega_{\text{ж}''}$, м²	$H_{\text{ш}}$, м²	β	B_m, кг/час	$\Delta\lambda$, ккал/кг	$t_{\text{ш}}$, °С	$T_{\text{з}}^{\text{д}}$, °С	$T_{\text{з}}^{\text{ж}}$, °С	$T_{\text{з}}$, °С	$\frac{B_h}{B m^{\text{v}} \text{ш}}$, кг/м³	Увеличение экономичности по сравнению с системой Шмидта, %
Шмидта	0,1790	39,15	0,410	4588	86,7	307	384	344	368	0,560	0
Чусова	0,1939	43,90	0,423	4546	95,6	325	380	339	363	0,545	+2,7
Лысова	0,1959	37,71	0,436	4545	93,6	321	377	356	367	0,550	+1,8
Ноткина (I вариант)	0,1583	21,88	0,391	4671	66,6	269	390	379	386	0,594	—5,9
Ноткина (II вариант)	0,1990	35,86	0,426	4643	88,8	310	374	371	373	0,550	+1,8
Куликовского	0,2109	50,25	0,449	4537	96,7	330	373	358	367	0,541	+3,5
Альбрехта	0,1961	42,32	0,439	4640	95,6	324	379	349	367	0,535	+4,5
Фармаковского (I вариант)	0,1740	43,60	0,394	4600	78,8	291	389	330	371	0,577	—3,0
Фармаковского (II вариант)	0,1920	55,55	0,406	4528	98,1	328	386	332	364	0,544	+2,9
Покрживницкого	—	37,04	0,421	4278	128,7	393	380	406	390	0,516	+8,0

требования взаимно друг друга исключают, то многочисленные, весьма разнообразные по своему внешнему виду типы предложенных элементов дают почти одинаковые результаты.

Одной из причин относительно слабого теплового эффекта жаротрубных пароперегревателей является то обстоятельство, что их поверхность обслуживается газовым потоком параллельно с испаряющей поверхностью, и на каждый квадратный метр поверхности пароперегревателя приходится $\frac{H_{ж}''}{H_{ё}}$ м² испаряющей поверхности нагрева жаровых труб, омываемой той же ветвью газового потока.

В табл. 37 приведены для различных систем жаротрубных пароперегревателей значения величины, которую можно назвать коэффициентом экранирования

$$\xi_э = \frac{H_{ж}''}{H_{ё}}. \qquad (346)$$

Таблица 37

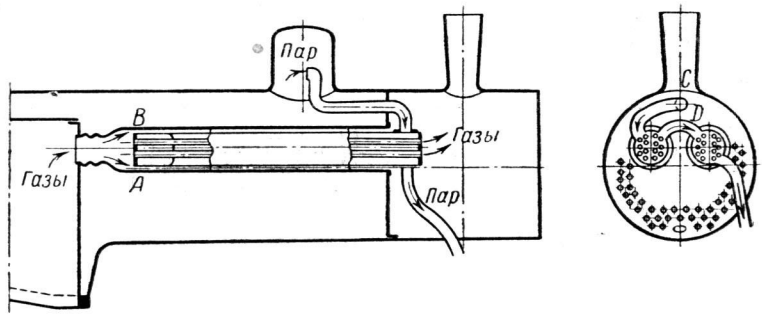
Система пароперегревателя	$\xi_э = \frac{H_{ж}''}{H_{ё}}$
Шмидта, Чусова	0,868
Элеско тип Е	1,375
Лысова	1,035
Куликовского	0,930
Фармаковского (II вариант)	0,616

Во всех жаротрубных пароперегревателях, как показывают цифры этой таблицы, величина $\xi_э$ нежелательно высока. Попытки понизить ее путем размещения в жаровой трубе данного диаметра возможно большей поверхности пароперегревателя приводят или к дроблению элемента пароперегревателя на чрезмерно мелкие трубки, ненадежные в работе, подверженные быстрому забиванию накипью и перегоранию (Фармаковский, второй вариант), или к недопустимому уменьшению площади газового прохода в жаровых трубах, затрудняющему доступ в них продуктов сгорания и сводящему на нет преимущества малого $\xi_э$.

Это затруднение было устранено путем коренного изменения всей конструкции пароперегревательного аппарата, а именно размещением его только в двух жаровых трубах большого диаметра. При такой конструкции перегревательная поверхность в 35—40 м² может быть свободна укомплектована в жаровых трубах, имеющих испаряющую поверхность в 12—14 м², так что на 1 м² перегревательной поверхности приходится здесь в среднем не более 0,35—0,40 м² испаряющей поверхности, и тепло газов, протекающих по жаровым трубам, утилизируется почти исключительно на осушку и перегрев пара.

Идея такого пароперегревателя принадлежит инж. Покрживницкому; конструкция его схематически представлена на фиг. 146.

Пароперегреватель состоит из двух цилиндрических барабанов A, вставленных свободно со стороны дымовой коробки в две жаровые трубы B. Барабаны пронизываются каждый двадцатью дымогарными трубами, вставленными в днища на резьбе или приваренными к днищам. Внутри барабанов циркулирует пар, а горячие газы идут через дымогарные трубы и вокруг самих барабанов. Каждый из барабанов разделен глухой



Фиг. 146.

вертикальной перегородкой на две части. В конце барабана, обращенном к топке, перегородка имеет отверстие для сообщения обеих половин. С этой стороны днище барабана защищено от действия топочных газов при помощи весьма остроумного приспособления («паровая защита»), основанного на создании в этом месте усиленной циркуляции пара в особом дополнительном коротком барабане (на фигуре не показанном), обложенном шамотными кирпичами.

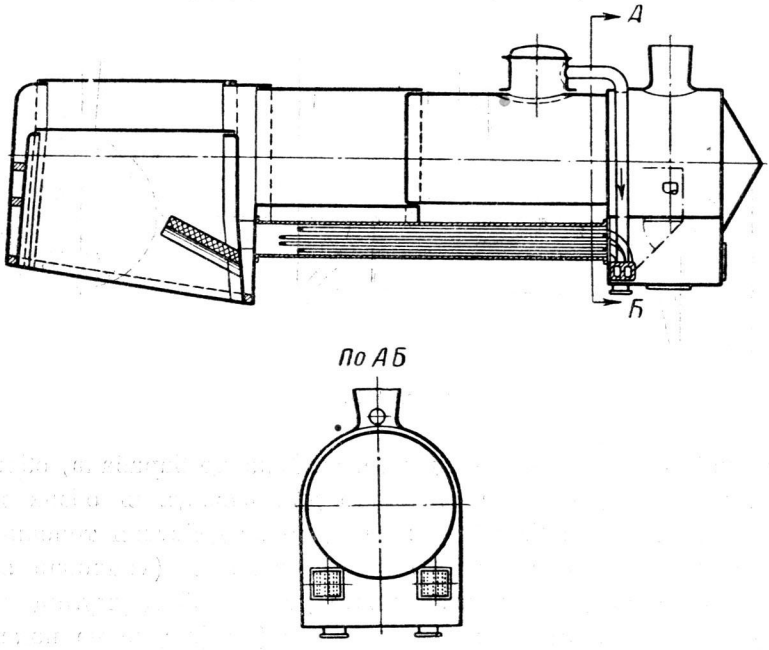
Насыщенный пар попадает сначала в левую половину левого барабана по трубе C (фиг. 146); пройдя вдоль всего барабана до конца, пар перебрасывается через отверстие в перегородке (а частью и через защитный барабан) в правую половину левого барабана и возвращается к дымовой коробке; там по трубе D перебрасывается в левую половину правого барабана, идет до конца, обогревает защитный барабан и возвращается через правую часть барабана уже окончательно в дымовую коробку.

При теплотехническом исследовании пароперегревателя необходимо рассматривать процесс теплопередачи отдельно для каждого барабана ввиду того, что температура пара (средняя) в первом барабане значительно ниже, чем во втором.

Температура T_A (у начала пароперегревательных барабанов) будет здесь тоже иная, чем в рассмотренных ранее системах, ввиду меньшей (всего 1,17 м^2) величины поверхности нагрева жаровых труб до начала перегревателя, а потому эта температура подлежит определению ранее указанным методом.

После сделанных замечаний исследование тепловой работы перегревателя Покрживницкого не представляет никаких затруднений. Полученные результаты [1] также сведены в табл. 36.

Данные этой таблицы убеждают нас в том, что основная идея Покрживницкого — сосредоточить весь пароперегревательный аппарат в двух больших жаровых трубах с целью получения малой величины $\xi_э$ — вполне себя оправдала.



Фиг. 147.

Логически развивая и продолжая стремление Покрживницкого к уменьшению степени экранирования пароперегревательной поверхности нагрева, инж. Пирин пришел к правильному выводу: для возможно большей интенсификации работы пароперегревательной поверхности необходимо пароперегревательный аппарат совсем вынести за пределы котла. Это мы и видим в его осуществленной конструкции (фиг. 147), испытанной на экспериментальном паровозе серии Е и позволившей в процессе опытов в отдельных случаях доводить температуру перегретого пара до 460°. Это и понятно, так как газы сгорания, ответвляемые из топки в изолированные камеры с размещенными в них пароперегревательными элементами, нигде не встречают испаряющую поверхность нагрева и отдают тепло исключительно на осушку и перегрев пара (за вычетом ничтожной доли, теряемой наружу через поверхность камер).

[1] Исследование выполнено в условиях полной сравнимости с цифрами табл. 36.

Экспериментальный паровоз с пароперегревателем системы Пирина (камерный тип) оказался не вполне удачным по ряду причин, не связанных с пароперегревателем. Но так как идея камерного пароперегревателя осталась неопороченной, надо надеяться, что прерванные Великой Отечественной войной работы по освоению и массовому внедрению ценного предложения Пирина будут в ближайшее время возобновлены.

Другой путь к получению на паровозах высоких перегревов пара (до 450° и выше) — путь соблазнительный, но тернистый, — это вынос элементов пароперегревателя через жаровые трубы непосредственно в топочное пространство, что, конечно, позволит во много раз интенсифицировать работу пароперегревательной поверхности.

Априорно можно сказать, что такой пароперегреватель сможет более или менее надежно работать лишь при условии питания котла водой самого высокого качества (дистиллат), свободной от накипеобразующих примесей, и при достаточно высоких скоростях протекания пара по трубам пароперегревателя.

Наконец, при повышении рабочего давления пара в паровозном котле свыше 25 ата и при переходе к котлу с водотрубной топкой открываются новые перспективы интенсификации пароперегревательной поверхности нагрева: размещение пароперегревателя с поперечно обтекаемыми элементами, соединенными в отдельные секции, доступные для выемки, осмотра и ремонта, непосредственно за топкой в зоне высоких температур газов.

Глава XII

ЗАВИСИМОСТЬ СТЕПЕНИ ПЕРЕГРЕВА ПАРА ОТ ФОРСИРОВКИ И ОТНОСИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

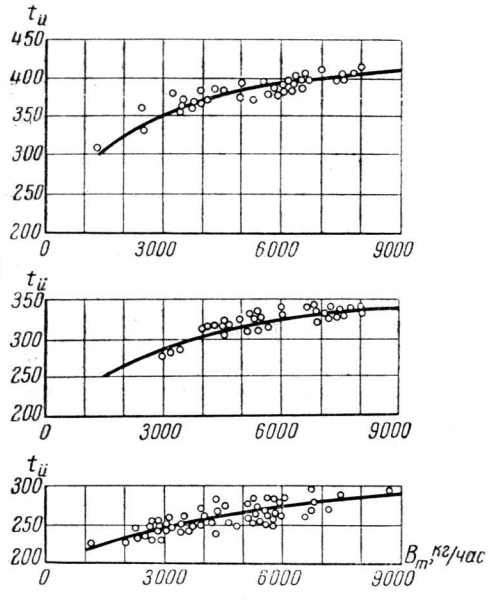
Заданный тепловой эффект пароперегрева в смысле получения пара определенной температуры может быть достигнут при пароперегревателе любой системы, — все дело в числе пароперегревательных элементов или, в более общем случае, — в величине пароперегревательной поверхности.

В доказательство правильности высказанного положения приводим на фиг. 148 опытные данные о температуре перегретого пара в коллекторе пароперегревателя у трех паровозов нефтяного отопления с пароперегревателями системы Шмидта при одинаковых диаметрах дымогарных, жаровых и пароперегревательных трубок и при расстояниях между трубными решетками 4 660, 4 420 и 4 500 мм.

У паровоза серии $Н^{П}$ (верхний график), показавшего при опытах наивысшую температуру пара до 410°, пароперегревательная поверхность составляла около 30% от испаряющей поверхности нагрева котла $\left(\frac{H_{п}}{H_{к}} = 0{,}283\right)$; паровоз серии Б (средний график), давший перегрев пара

до 340°, имел $\frac{H_{\ddot{и}}}{H_{к}} = 0{,}238$ и, наконец, паровоз серии О^{П} (нижний график) имел величину отношения $\frac{H_{\ddot{и}}}{H_{к}} = 0{,}193$ и дал перегрев пара ниже 300°.

Кроме того, все три приведенные графика показывают, что перегрев пара не является для данного паровоза величиной постоянной, а непрерывно повышается с увеличением форсировки котла. Этого и следовало ожидать, так как с увеличением часовой паропроизводительности котла B_m возрастают скорости протекания газов, а следовательно, и величины коэффициентов теплопередачи, а также и температуры газов, омывающих пароперегревательные трубки.



Фиг. 148.

Наконец, третьим фактором, влияющим на величину перегрева, является та начальная влажность, с которой пар поступает в элементы пароперегревателя. Уже при начальной влажности пара, равной 5%, около четвертой части всей поверхности пароперегревателя работает не по своему прямому назначению, т. е. не повышает температуру пара, а только осушивает его, как бы продолжая и заканчивая работу котла. Между тем, при условии поступления в пароперегреватель сухого насыщенного пара все тепло, которое пар получает от газов, протекая по трубкам пароперегревателя, пошло бы на повышение его температуры, и конечная температура пара в момент выхода его из пароперегревательных элементов была бы значительно выше.

Сравнивая формулы для определения теплосодержания влажного и перегретого пара, можно считать, что в пределах колебания давления пара от 12 до 16 ата величина скрытой теплоты парообразования может быть принята равной 475 ккал; следовательно, испарение каждого процента влаги сопряжено с затратой тепла

$$\frac{475}{100} = 4{,}75 \text{ ккал}.$$

Что касается перегретого пара, то приблизительно можно считать, что для повышения температуры перегрева на 1° затрачивается 0,477 ккал.

Таким образом, с точки зрения затраты тепла 1% влаги, содержащейся в паре, эквивалентен 10° температуры. Отсюда ясно, какое огромное влияние оказывает влажность пара на конечную температуру перегрева пара, и насколько важно при проектировании и в процессе эксплуатации паровоза принимать все возможные меры к ее уменьшению.

Из этих мер в распоряжении конструктора находятся следующие:

1) увеличение объема парового пространства котла;

2) устройство отбора пара из котла в пункте с наиболее спокойным зеркалом испарения, т. е. дальше от топки. Сухопарный колпак обычно и ставится на переднем или на втором барабане цилиндрической части котла. Европейская практика придерживается большей частью первого способа, стремясь удалить сухопарник как можно дальше от топки. В практике США принято устанавливать сухопарник на середине цилиндрической части котла из того соображения, что на ходу паровоза колебания уровня воды в котле происходят около средней точки по длине зеркала воды, и такое расположение сухопарника дает наибольшую гарантию против захлебывания его водой;

3) возможно большее удаление устья регуляторной трубы от зеркала воды, чем отчасти и оправдывается устройство сухопарника;

4) организация предварительной сепарации пара от капельной влажности в самом котле, так как устройство паросушителей только в сухопарном колпаке не дает положительных результатов.

Паровозная бригада для получения возможно более сухого пара должна держать по возможности низкий уровень воды в котле (не больше половины водомерного стекла), а также широко применять продувку котла на ходу.

Учитывая все сказанное о влиянии влажности, приходим к выводу, что одна температура перегретого пара еще не дает исчерпывающего представления о тепловой работе пароперегревательного аппарата, почему этот фактор и надлежит заменить более общим, представляющим собой разность теплосодержания пара в котле и коллекторе перегревателя.

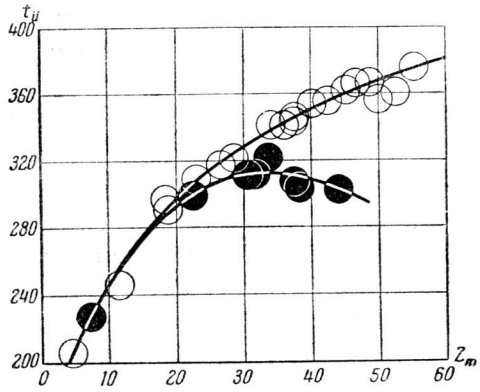
На фиг. 149 нанесены значения температуры перегретого пара, полученные при опытных поездках на паровозе серии ИС. Опытные поездки производились на трех различных по профилю тяговых участках, причем на одном из них (Мелитополь — Ново-Алексеевка) вода была крайне плохого качества. Температуры перегретого пара, полученные на этом участке, показаны на фиг. 149 черными кружками. Таким образом, на одном и том же паровозе, т. е. при одних и тех же размерах испаряющей и пароперегревательной поверхности нагрева, могут быть получены совершенно различные температуры перегрева при одинаковых форсировках. Вина в этом, конечно, не пароперегревателя, а различной влажности котлового пара, обусловливаемой в данном примере различным качеством питательной воды и зависящей, кроме того, от относитель-

ных размеров котла, системы паросушителя, расположения пункта забора пара из котла и т. д.

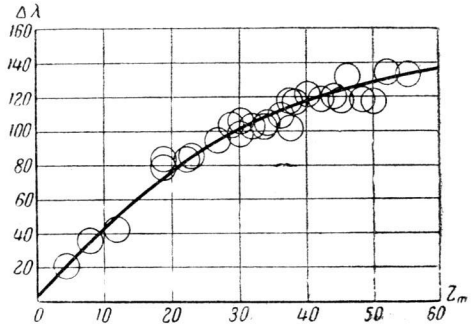
На фиг. 150 нанесены для всех поездок на том же паровозе величины приращения теплосодержания 1 кг пара в пароперегревателе. Здесь, как видим, безотносительно к начальной влажности пара все точки уложились в единую закономерную зависимость

$$\Delta\lambda = \lambda_{п} - \lambda_{к} = f(Z_m), \tag{347}$$

что наглядно доказывает полную основательность высказанных выше соображений о недостаточности фактора $t_{п}$ в качестве мерила для оценки работы пароперегревателя и о полной надежности в этом отношении $\Delta\lambda$.



Фиг. 149.



Фиг. 150.

В двойных графах табл. 38 приведены данные о степени перегрева пара $\Delta\lambda = \lambda_{п} - \lambda_{к}$ (нижняя цифра) и о температуре пара $t_{п}$ в коллекторе пароперегревателя (верхняя цифра) для целого ряда паровозов угольного отопления. Здесь же приведена и величина отношения пароперегревательной поверхности к испаряющей $\frac{H_{п}}{H_{к}}$, являющаяся, как мы убедились, основным и главным фактором, влияющим на $\Delta\lambda$ и $t_{п}$.

Второй существенный фактор влияния — форсировка — представлен в таблице величиной $y_{к}$, которая представляет собой величину теплового напряжения площади колосниковой решетки

$$y_{к} = \frac{B_h K_{р}^{н}}{1\,000R} = \frac{YK_{р}^{н}}{1\,000} \text{ ккал / м}^2 \text{ час}. \tag{348}$$

При помощи этого фактора можно обобщать результаты опытов с углями и угольными смесями различных калорийностей.

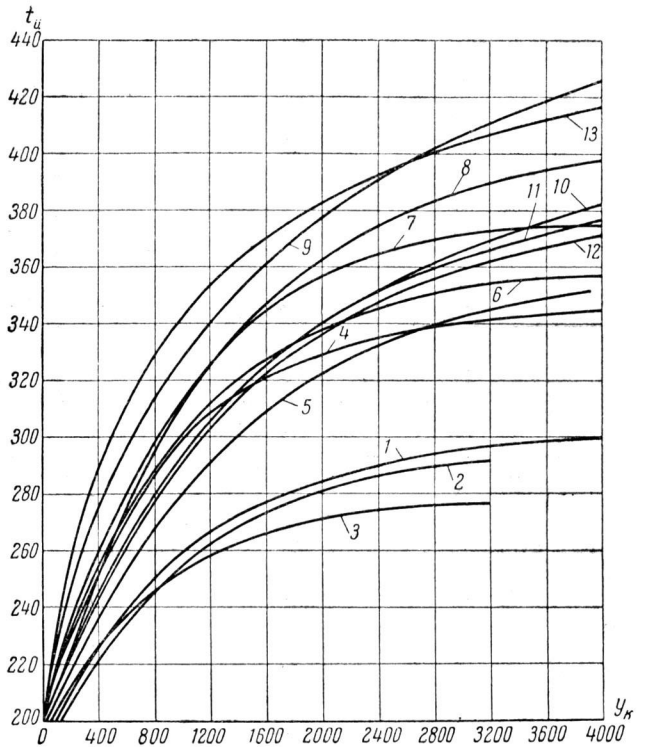
Степень сухости поступающего в пароперегреватель пара принята во всех случаях равной 2%.

Типы пароперегревателей для опытных паровозов указаны в той же табл. 38.

Таблица 38

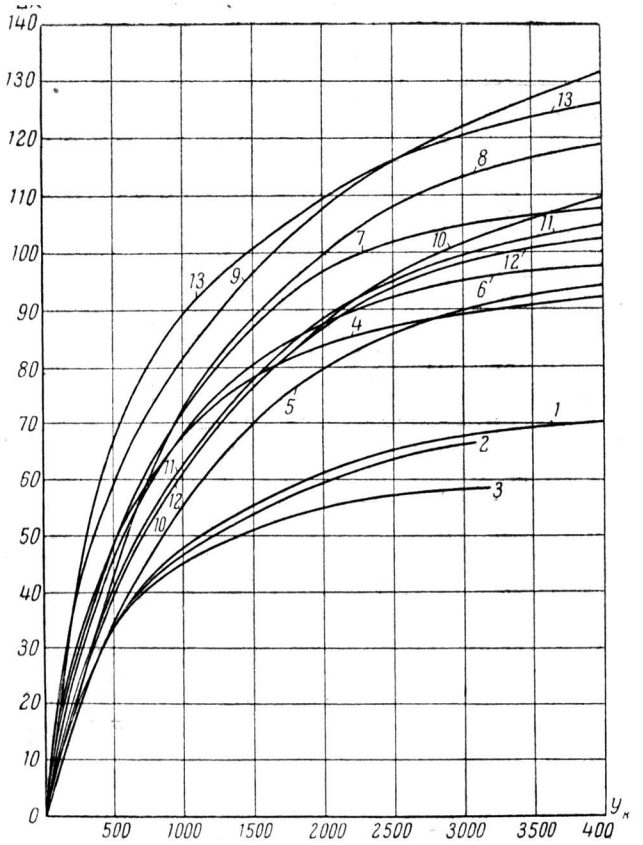
Серия паровоза	Напряжение колосниковой решетки $y_к$, ккал/м² час								Система пароперегревателя	$\frac{H_ш}{H_к}$	$p_к$
	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000			
О^{П}	233	259	274	283	291	296	299	300	Шмидта	0,209	12,5
	32,9	47,8	55,8	60,8	65,6	67,8	69,4	69,9			
Щ^{П}	229	253	272	282	287	290	—	—	»	0,235	13,0
	28,8	45,2	55,2	60,8	63,4	65,0	—	—			
Э^{Ш}	231	253	264	272	275	277	—	—	»	0,239	13,0
	31,6	45,2	50,8	55,0	56,8	58,1	—	—			
С^{М}	258	299	320	330	387	340	344	345	Чусова	0,344	14,0
	46,3	67,6	78,5	84,0	87,6	89,2	91,3	91,9			
Э^{М}	241	277	303	323	335	343	348	350	Шмидта	0,309	15,0
	35,1	55,0	68,8	79,6	85,8	89,9	92,5	93,7			
Э^{Р}	265	300	324	338	347	352	355	357	Чусова	0,301	15,0
	48,4	67,4	79,9	87,4	92,0	94,7	96,2	97,2			
СО	263	310	341	357	367	371	374	375	Шмидта	0,409	15,0
	47,4	72,8	88,8	97,2	102,3	104,5	106,0	106,5			
Э^{КМ}	272	310	340	362	378	388	394	399	»	0,540	15,0
	42,2	72,8	87,8	98,8	107,5	113,1	116,2	118,7			
2-3-2	288	328	357	378	394	407	417	426	Тип Л-40	0,505	16,0
	59,6	81,4	96,2	107,1	115,3	121,9	126,8	131,3			
ФД$_1$	253	293	321	340	354	366	375	382	Элеско тип Е	0,457	16,0
	41,6	61,8	77,2	87,6	94,8	101,1	106,2	109,2			
ФД$_С$	253	293	322	341	355	363	368	372	То же	0,457	16,0
	41,6	61,8	77,7	88,1	95,3	99,4	102,1	104,1			
ИС	252	292	319	338	352	360	366	368	»	0,457	16,0
	41,2	61,3	76,2	86,6	93,8	97,9	101,1	102,1			
ФД$_Ш$	302	343	368	382	395	404	412	416	Тип Л-40	0,493	16,0
	67,7	89,1	101,7	109,2	115,8	120,4	124,3	126,3			

Примечание. Верхние цифры таблицы — температуры перегрева пара $t°_ш$, нижние—приращение теплосодержания $\Delta\lambda$, ккал/м² час.



Фиг. 151. Температура перегрева пара в коллекторе пароперегревателя на паровозах угольного отопления:

1 — $О^{П}$; *2* — $Щ^{П}$; *3* — $Э^{Ш}$; *4* — $С^{М}$; *5* — $Э^{М}$; *6* — $Э^{Р}$; *7* — СО; *8* — $Э^{КМ}$; *9* — 2-3-2; *10* — $ФД_1$; *11* — $ФД_С$; *12* — ИС; *13* — $ФД_Ш$.



Фиг. 152. Приращение теплосодержания пара в коллекторе пароперегревателя на паровозах угольного отопления (первоначальное паросодержание принято $x_К = 0.98$):

1 — $О^{П}$; *2* — $Щ^{П}$; *3* — $Э^{Ш}$; *4* — $С^{М}$; *5* — $Э^{М}$; *6* — $Э^{Р}$; *7* — СО; *8* — $Э^{КМ}$; *9* — 2-3-2; *10* — $ФД_1$; *11* — $ФД_С$; *12* — ИС; *13* — $ФД_Ш$.

Обозначение серий $ФД_1$, $ФД_С$, $Э^{КМ}$ и $ФД_Ш$ — условное: $ФД_1$ — первый паровоз серии ФД, выпущенный Коломенским заводом и испытанный на Южных железных дорогах в 1932 г.; $ФД_С$ — серийный паровоз, испытывавшийся в 1935 г. на опытном кольцевом участке под Москвой; $Э^{КМ}$ — экспериментальный паровоз, представляющий собой комплексную модернизацию паровоза серии $Э^{М}$, оборудованный в 1940 г. на Ростовском ПРЗ и испытанный под моим руководством в 1942 г. на Томской железной дороге; $ФД_Ш$ — серийный паровоз ФД, переоборудованный на широкотрубный пароперегреватель типа Л-40.

На фиг. 151 и 152 данные табл. 38 представлены в графической форме.

Взаимное расположение кривых на фиг. 152 достаточно хорошо увязывается с величинами отношения $\frac{H_ш}{H_к}$ для отдельных паровозов: с возрастанием величины этого отношения повышается и расположение кривой $\Delta\lambda = f(y_к)$, хотя, конечно, паровозы, фигурирующие на фиг. 151, нельзя сравнивать между собой только по величине отношения $\frac{H_ш}{H_к}$; они разнятся друг от друга и по системе пароперегревателя и по размерам топки и трубчатой части и по диаметрам труб и т. д.

Приведенные опытные данные прекрасно освещают влияние основных факторов $\left(\text{форсировки и величины отношения } \frac{H_ш}{H_к}\right)$ на степень перегрева пара в паровозных котлах. Однако дать на основании этих материалов достаточно общую расчетную формулу для определения необходимой и достаточной величины $H_ш$ для достижения заданной степени перегрева пара — крайне затруднительно: слишком много более мелких, но все же заметных факторов пришлось бы учитывать специально введенными в формулу поправочными коэффициентами (влияние системы пароперегревателя, диаметра и длины дымогарных, жаровых и пароперегревательных труб, отношения $\frac{H_к}{R}$ и др.). Тем не менее установить характер основной зависимости

$$\Delta\lambda = f\left(y_к,\ \frac{H_ш}{H_к}\right) \tag{349}$$

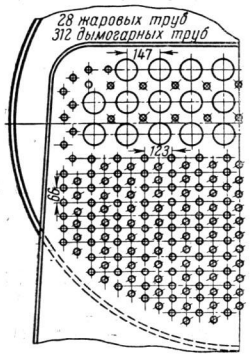
все же необходимо, и мы это постараемся сделать, пользуясь для поставленной цели тем же методом сравнительного исследования различных вариантов, который мы неоднократно применяли и ранее.

В качестве основного, исходного варианта нами принят фигурировавший в предыдущих главах котел проектного паровоза, имеющий колосниковую решетку $R = 5{,}7$ м^2 и трубчатую часть длиной $l = 5{,}15$ м, состоящую из 48 жаровых и 218 дымогарных труб, пароперегреватель

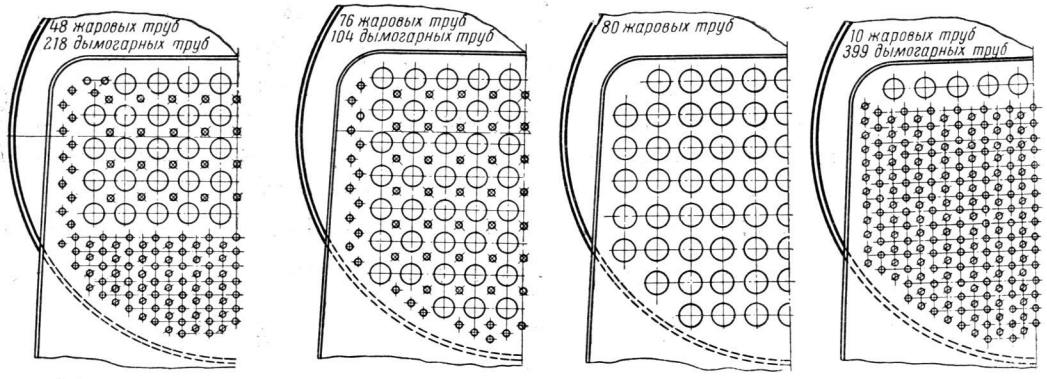
системы Шмидта. Разбивка труб в огневой решетке показана для этого котла на фиг. 153.

В главе IV даны все детальные размеры котла и пароперегревателя, а также приведен расчет ожидаемой тепловой работы этого паровоза на угле марки ПЖ при $Y = 400$ и $\alpha = 1{,}2$.

На фиг. 154 представлена разбивка труб для четырех вариантов проектного котла с самым широким диапазоном изменения величины отношения $\frac{H_{ш}}{H_{к}}$. Проводя полное исследование ожидаемой тепловой работы для каждого из намеченных вариантов по схеме, приведенной для основных проектных размеров в главе IV (второй части книги), получим исчерпывающий материал для суждения о размерах и характере влияния величины $\frac{H_{ш}}{H_{к}}$ на перегрев пара и работу паровоза в целом. Производя далее аналогичные расчеты (по всем вариантам) для различных форсировок ($Y = 150$, 400 и 700), получим в результате зависимость степени перегрева пара и других характеристик работы котла от форсировки Y (или $y_{к}$) в чистом виде, т. е. при прочих равных условиях.



Фиг. 153.



Фиг. 154.

В процессе выполнения этой большой и трудоемкой работы для полноты картины к намеченным четырем вариантам (включая сюда и основной) был добавлен еще пятый вариант — с заполнением всей решетки только дымогарными трубами. Это добавление при анализе результатов исследования позволит нам установить размеры экономии топлива, достигаемой при различных степенях перегрева пара.

Табл. 39 содержит сводку размеров трубчатой части котла проект-

ного паровоза для всех пяти вариантов, а в табл. 40, 41 и 42 приведены полностью все результирующие цифры сравнительного исследования.

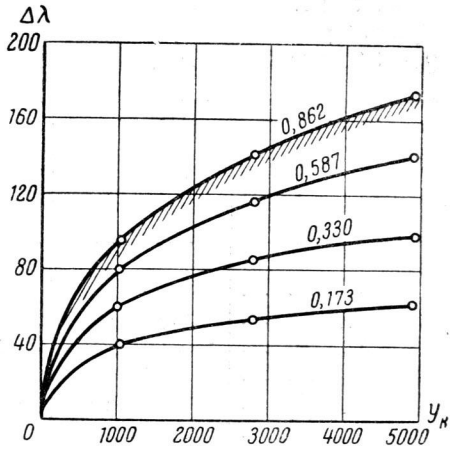
По данным этих таблиц построены графики, представленные на фиг. 155—162.

На фиг. 155 дана зависимость степени перегрева пара ($\Delta\lambda$) от форсировки котла $y_к$ и от величины отношения $\frac{H_ю}{H_к}$.

(Этот график справедлив, конечно, для пароперегревателя системы Шмидта, для которого он и получен.) В главе IX было произведено подробное сравнение работы проектного паровоза с элементами пароперегревателя Шмидта и Чусова. В совершенно одинаковых условиях были полученные для этих двух вариантов следующие значения достигаемой степени перегрева пара (табл. 34):

$\Delta\lambda = 85{,}4$ — при пароперегревателе Шмидта;

$\Delta\lambda = 94{,}6$ — при пароперегревателе Чусова.



Фиг. 155. Приращение теплосодержания пара в коллекторе пароперегревателя системы Шмидта.

Цифры на кривых выражают отношение $\frac{H_ю}{H_к}$.

Таблица 39

	Размерность	$\frac{H_ю}{H_к}$				
		0,173	0,330	0,587	0,862	0
$n_д$	шт.	312	218	104	—	436
$n_ж$	»	28	48	76	80	—
$H^в_д$	м²	257,3	179,7	85,8	—	359,6
$H^в_ж$	»	60,3	103,2	163,5	176,3	—
$H_т$	»	22,8	22,8	22,8	22,8	22,8
$H_к$	»	340,4	305,8	272,0	199,1	382,4
$H_д$	»	232,1	162,2	77,4	—	324,4
$H_{ж'}$	»	5,8	9,4	14,9	15,7	—
$H_{ж''}$ . . .	»	50,8	87,6	138,7	146,0	—
$H_ю$	»	58,9	100,9	159,8	168,2	—
$\Omega_д$	»	0,5181	0,3622	0,1728	—	0,7244
$\Omega_{ж'}$	»	0,2200	0,3770	0,5969	0,6283	—
$\Omega_{ж''}$ . . .	»	0,2293	0,3932	0,6226	0,6550	—
$\Omega_ю$	»	0,0185	0,0317	0,0502	0,0528	—

Таблица 40

$Y = 150$ кг/м²час;
$\alpha = 1{,}400$; $q_{ш+п} = 3{,}59\%$; $q_у = 3{,}81\%$;
$\mu = 0{,}9260$; $B_h = 855$ кг/час; $\mu B_h = 791{,}7$ кг/час; $q'_2 = 2{,}37\%$
$CO_2 = 12{,}57\%$; $CO = 0{,}56\%$; $O_2 = 6{,}40\%$;
$M = 2\,705$; $N = 0{,}2867$;
$T_2 = 954°$;
$Q_0 = 5\,985\,000$ ккал/час; $Q_т = 2\,559\,000$ ккал/час; $\lambda_к = 661{,}1$ ккал/кг; $\tau = 15°$.

		Размерность	$\frac{H_ü}{H_к}$				
			0,173	0,330	0,587	0,862	0
	β	—	0,298	0,506	0,775	1	0
	$U_д$	кг/м² сек	4,35	4,38	4,18	—	4,43
	$K_д$	ккал/м² час °С	22,31	22,45	21,52	—	22,67
	$T_з^д$	°С	261	261	260	—	261
	$Q_д$	ккал/час	1 486 000	1 045 000	477 000	—	2 116 000
	$U_{ж'}$	кг/м²сек	4,47	4,31	4,17	4,63	—
	$K_{ж'}$	ккал/м² час °С	23,09	22,35	21,69	23,83	—
	T_A	°С	855	862	862	871	—
	$Q_{ж'}$	ккал/час	95 000	150 000	230 000	267 000	—
	$U_{ж''}$	кг/м² сек	4,17	4,13	3,99	4,45	—
	$K_{ср}$	ккал/м² час °С	20,32	20,14	19,53	21,54	—
1-е приближение	$T_з^ж$	°С	285,5	268	279	308	—
	β'	—	0,5055	0,4747	0,4386	0,4176	—
	$Q_ü$	ккал/час	271 300	432 200	691 000	716 000	—
	$Q_э$	»	265 400	478 300	769 000	998 000	—
	B_m	кг/час	6 125	5 869	5 579	5 258	—
	$\Delta\lambda$	ккал/кг	44,3	73,6	107,7	136,1	—
	$t_ü$	°С	257,6	311,8	377	434	—
	$U_ü$	кг/м²/ сек	92,0	51,7	30,9	27,7	—
	$\alpha_ü$	ккал/м² час °С	436	275	182	167	—
	$K^0_{ж''}$	ккал/м² час °С	20,73	20,83	20,54	22,87	—
	$K^0_ü$	»	19,90	19,45	18,52	20,22	—
2-е приближение	$T_з^ж$	°С	258	267	276	303	—
	β'	—	0,4971	0,4632	0,4196	0,3964	—
	$Q_ü$	ккал/час	267 000	422 400	578 000	681 000	—
	$Q_э$	»	270 200	489 600	798 000	1 037 000	—
	B_m	кг/час	6 132	5 886	56,22	5 315	—
	$\Delta\lambda$	ккал/кг	43,6	71,7	102,7	128,0	—
	$t_ü$	°С	256,2	308	367	419	—
	$\Delta t_ü$	»	—6,4	—19,4	—44	—64,4	—
	$\Delta T_з^ж$	»	—1	—3	—7	—11	—
	$T_{ж''}$	»	445,6	458	464,6	492,8	—
	$t_п$	»	226,5	245	260,5	277	—

Таблица 40 (продолжение)

		Размерность	$\frac{H_{ü}}{H_к}$				
			0,173	0,330	0,587	0,862	0
	θ	°C	198,3	198,4	198,3	198,7	—
	θ'	»	236,4	260,2	281,5	303	—
	$Q_л$	ккал/час	22 200	66 400	151 400	213 200	—
	$\Delta K_{ж''}$	ккал/м² час °C	+1,76	+2,90	+4,08	+4,93	—
	$\Delta K_{ü}$	»	—1,72	—3,09	—4,64	—5,88	—
	$K_{ж''}$	»	22,49	23,73	24,62	27,80	—
	$K_{ü}$	»	18,18	16,36	13,88	134,4	—
3-е приближение	$T_3^{ж}$	°C	257	264	269	292	—
	β'	—	0,4583	0,3960	0,3320	0,3058	—
	$Q_{ü}$	ккал/час	246 700	362 900	462 000	538 000	—
	$Q_э$	»	291 500	553 500	930 000	1 221 000	—
	B_m	кг/час	6 162	5 980	5 802	5 597	6 374
	$\Delta\lambda$	ккал/кг	40,0	60,7	79,7	96,1	—
	$t_{ü}$	°C	249,8	289,6	323	354,6	—
	$v_{ü}$	м³/кг	0,1563	0,1706	0,1822	0,1930	0,1333
	$B_m v_{ü}$	м³/час	963	1 020	1 057	1 080	849,7
	$\frac{B_h}{B_m v_{ü}}$	кг/м³	0,888	0,838	0,809	0,792	1,006
	$Z_{ü}$	кг/м² час	104,6	59,3	36,3	33,4	—

Таблица 41

$Y = 400$ кг/м² час;
$\alpha = 1{,}200$; $q_{ш+п} = 2{,}44\%$; $q_у = 11{,}73\%$;
$\mu = 0{,}8587$; $B_h = 2\,280$ кг/час; $\mu B_h = 1\,958$ кг/час; $q_2' = 4{,}23\%$;
$CO_2 = 14{,}05\%$; $CO = 1{,}27\%$; $O_2 = 4{,}20\%$;
$M = 5{,}831$; $N = 0{,}6444$;
$T_2 = 1242°$;
$Q_0 = 15\ 960\,000$ ккал/час; $Q_т = 4\,783\,000$ ккал/час; $\lambda_к = 661{,}1$ ккал/кг; $\tau = 15°$.

	Размерность	$\frac{H_{ü}}{H_к}$				
		0,173	0,330	0,587	0,862	0
β	—	0,298	0,506	0,775	1	0
$U_д$	кг/м² сек	9,32	9,39	8,96	—	9,50
$K_д$	ккал/м² час °C	44,31	44,59	42,74	—	45,05
$T_3^д$	°C	311	311	310	—	312
$Q_д$	ккал/час	4 467 000	3 141 000	1 432 000	—	6 354 000
$U_{ж'}$	кг/м² сек	9,31	9,24	8,94	10,96	—
$K_{ж'}$	ккал/м² час °C	44,70	44,39	43,09	51,81	—
T_A	°C	1125	1132	1131	1133	—

Таблица 41 (окончание)

		Размерность	$\frac{H_{ü}}{H_{к}}$				
			0,173	0,330	0,587	0,862	0
	$Q_{ж'}$	ккал/час	256 000	410 000	633 000	802 000	—
	$U_{ж''}$	кг/м² сек	8,92	8,86	8,56	10,49	—
	$K_{ср}$	ккал/м² час °С	40,30	40,03	38,81	46,60	—
1-е приближение	$T_3^{ж}$	°С	307,5	319,5	336	356	—
	β'	—	0,5073	0,4828	0,4490	0,4228	—
	$Q_{ü}$	ккал/час	834 000	1 343 000	18 880 000	2 228 000	—
	$Q_{э}$	»	809 000	1 439 000	2 307 000	3 480 000	—
	B_m	кг/час	14 815	14 017	13 109	12 340	—
	$\Delta\lambda$	ккал/кг	56,2	95,8	143,4	180,6	—
	$t_{ü}$	°С	279	354	449	524	—
	$U_{ü}$	кг/м² сек	225,5	123,6	72,5	65,0	—
	$\alpha_{ü}$	ккал/м² час °С	883	552	361	330	—
	$K_{ж''}$	»	41,03	41,29	40,71	49,61	—
	$K_{ü}^{0}$	»	39,57	38,78	36,91	43,60	—
2-е приближение	$T_3^{ж}$	°С	306	318,5	332,5	349	—
	β'	—	0,5014	0,4686	0,4292	0,3996	—
	$Q_{ü}$	ккал/час	825 000	1 306 000	1 804 000	2 126 000	—
	$Q_{э}$	»	821 000	1 480 000	2 399 000	3 195 000	—
	B_m	кг/час	14 834	14 077	13 244	12 555	—
	$\Delta\lambda$	ккал/кг	55,6	92,7	136,3	169,3	—
	$t_{ü}$	°С	278	347,7	434	830,4	—
	$\Delta t_{ü}$	»	—3,6	—13,7	—37,2	—55,2	—
	$\Delta T_3^{ж}$	»	—1	—2	—6,5	—9	—
	$T_{ж''}$	»	578,7	594	604	619,5	—
	$t_{п}$	»	235,5	265,5	297	321	—
	θ	»	200,9	201	201,2	202,2	—
	θ'	»	251,1	288,5	328,8	360,4	—
	$Q_{л}$	ккал/час	30 800	103 000	269 900	387 600	—
	$\Delta K_{ж''}$	ккал/м² час °С	+1,59	+2,96	+4,78	+6,28	—
	$\Delta K_{ü}$	»	—1,59	—3,10	—5,50	—7,72	—
	$K_{ж''}$	»	42,62	44,25	45,49	55,89	—
	$K_{ü}$	»	38,05	35,68	31,41	35,88	—
3-е приближение	$T_{ж}$	°С	305	316,0	326	340	—
	β'	—	0,4842	0,4350	0,3780	0,3441	—
	$Q_{ü}$	ккал/час	798 000	1 214 000	1 596 000	1 850 000	—
	$Q_{э}$	»	850 000	1 577 000	2 627 000	3 528 000	—
	B_m	кг/час	14 875	14 220	13 579	13 037	16 052
	$\Delta\lambda$	ккал/кг	53,7	85,4	117,5	141,9	0
	$t_{ü}$	°С	274,4	334	396,8	445,8	197
	$v_{ü}$	м³/кг	0,1651	0,1860	0,2071	0,2233	0,1333
	$B_m v_{ü}$	м³/час	2 456	2 645	2 812	2 911	2 140
	$\frac{B_h}{B_m v_{ü}}$	кг/м³	0,928	0,862	0,811	0,783	1,065
	$Z_{ü}$	кг/м² час	253,0	140,8	84,6	77,6	—

Таблица 42

$Y = 700$ кг/м² час;
$\alpha = 1{,}12$; $q_{ш+п} = 1{,}93\%$; $q_у = 20{,}87\%$;
$\mu = 0{,}772$; $B_h = 3\,990$ кг/час; $\mu B_h = 3\,080$ кг/час; $q'_2 = 5{,}51\%$;
$CO_2 = 14{,}43\%$; $CO = 1{,}96\%$; $O_2 = 3{,}27\%$;
$M = 8\,643$; $N = 0{,}9709$;
$T_2 = 1409°$.
$Q_0 = 27\,930\,000$ ккал/час; $Q_т = 5\,918\,000$ ккал/час; $\lambda_к = 661{,}1$ ккал/кг; $\tau = 15°$.

		Размерность	$\frac{H_п}{H_к}$				
			0,173	0,330	0,587	0,862	0
	β	—	0,298	0,506	0,775	1	—
	$U_д$	кг/м² сек	13,77	13,87	13,23	—	14,02
	$K_д$	ккал/м² час °С	62,63	63,33	60,70	—	63,97
	$T_з^д$	°С	351	349	347	—	350
	$Q_д$	ккал/час	7 693 000	5 419 000	2 473 000	—	10 962 000
	$U_{ж'}$	кг/м² сек	13,74	13,64	13,19	16,17	—
	$K_{ж'}$	ккал/м² час °С	63,43	63,01	61,15	73,44	—
	T_A	°С	1284	1289	1289	1291	—
	$Q_{ж'}$	кал/час	419 000	684 000	1 047 000	1 329 000	—
	$U_{ж''}$	кг/м² сек	13,18	13,08	12,65	15,51	—
	$K_{ср}$	ккал/м² час °С	57,24	56,84	55,16	66,26	—
1-е приближение	$T_з^ж$	°С	343	358,5	378	402,5	—
	β'	—	0,5096	0,4832	0,4508	0,4231	—
	$Q_п$	ккал/час	1 459 000	2 241 000	3 269 000	3 867 000	—
	$Q_э$	»	1 404 000	2 397 000	3 983 000	5 273 000	—
	B_m	кг/час	22 341	20 841	19 381	18 057	—
	$\Delta\lambda$	ккал/кг	65,3	107,4	168,7	214,2	—
	$t_п$	°С	296	377,5	499	593	—
	$U_п$	кг/м² сек	335,5	183,7	107,2	95,0	—
	$\alpha_п$	ккал/м² час °С	1 227	758	493	447	—
	$K^0_{ж''}$	ккал/м² час °С	58,14	58,57	57,86	70,61	—
	$K^0_п$	»	56,32	55,10	52,45	61,91	—
2-е приближение	$T_з^ж$	°С	343	357	374	394,5	—
	β'	—	0,5018	0,4700	0,4306	0,3996	—
	$Q_п$	ккал/час	1 437 000	2 184 000	3 132 000	3 683 000	—
	$Q_э$	»	1 426 000	2 462 000	4 142 000	5 533 000	—
	B_m	кг/час	22 374	20 943	19 615	18 440	—
	$\Delta\lambda$	ккал/кг	64,2	104,3	159,6	199,8	—
	$t_п$	°С	294	370,6	481	564	—
	$\Delta i_п$	»	—3	—11,6	—35,6	—56	—
	$\Delta T_з^ж$	»	—1	—2	—6	—9,5	—
	$T_{ж''}$	»	665	680,7	694	711	—
	$t_п$	»	243,5	278	321	353	—

Таблица 42 (окончание)

		Размерность	$\frac{H_ü}{H_к}$				
			0,173	0,330	0,587	0,862	0
	θ	°С	203,8	204	204,1	206,2	—
	θ'	»	262,7	307	361	403	—
	$Q_л$	ккал/час	38 500	129 700	367 700	549 700	—
	$\Delta K_{ж''}$	ккал/м² час °С	+1,62	+3,06	+5,31	+7,28	—
	$\Delta K_ü$	»	—1,55	—3,19	—6,13	—9,06	—
	$K_{ж''}$	»	59,76	61,63	63,17	77,80	—
	$K_ü$	»	54,77	51,91	46,32	52,85	—
3-е приближение	$T_3^ж$	°С	342	355	368	385	—
	β'	—	0,4897	0,4456	0,3891	0,3553	—
	$Q_ü$	ккал/час	1 403 000	2 075 000	2 848 000	3 305 000	—
	$Q_э$	»	1 463 000	2 581 000	4 471 000	599 700	—
	B_m	кг/час	22 429	21 117	20 100	19 120	24 466
	$\Delta\lambda$	ккал/кг	62,5	98,2	141,7	172,9	—
	$t_ü$	°С	291	359	445,4	508	—
	$v_ü$	м³/кг	0,1710	0,1944	0,2235	0,2434	0,1333
	$B_m v_ü$	м²/час	3835	4 105	4 492	4 654	3 261
	$\frac{B_h}{B_m v_ü}$	кг/м³	1,040	0,972	0,888	0,857	1,224
	$Z_ü$	кг/м² час	381,0	209,3	125,8	113,8	—

Если бы мы проработали еще один вариант с элементами пароперегревателя Элеско Е при тех же величинах $H_к$ и $\frac{H_ü}{H_к}$ (для этого варианта надо взять 115 жаровых труб диаметром 82,5/89 мм и 130 дымогарных диаметром 51 / 57 мм, из которых компонуется пароперегреватель Элеско на паровозах ФД и ИС), то получили бы

$$\Delta\lambda = 77{,}6 \text{ ккал / кг.}$$

Таким образом, отношение степеней перегрева пара, достигаемого в совершенно одинаковых условиях, составляет для поименованных пароперегревателей:

$$\xi^I = \frac{\Delta\lambda_{Чус}}{\Delta\lambda_{Шм}} = \frac{94{,}6}{85{,}4} = 1{,}096; \quad \xi^I = \frac{\Delta\lambda_{Эл}}{\Delta\lambda_{Шм}} = \frac{77{,}6}{85{,}4} = 0{,}909.$$

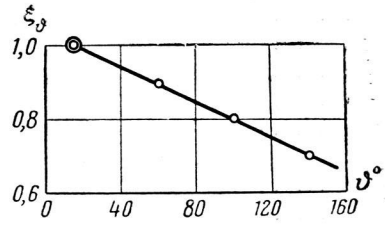
Точно таким же путем для пароперегревателя типа Л-40 получено $\xi^I = 1{,}056$.

Таким образом, для возможности пользования графиком на фиг. 155 при проектировании паровозов с пароперегревателями Чусова или Элеско Е, необходимо ординаты этих кривых умножить на соответствующий поправочный коэффициент ξ^I.

Кроме того, график на фиг. 155 получен при температуре питательной воды $\tau = 15°$.

При наличии подогрева воды необходимо ввести соответствующий поправочный коэффициент ξ_ϑ, величину которого легко получить на основании данных главы VIII, где обследованы варианты работы проектного паровоза с различными степенями подогрева питательной воды ϑ: если без подогрева питательной воды ($\tau = 15°$) мы имеем $\Delta\lambda = 85{,}4$, то при наличии водоподогрева до температуры $\vartheta°$ ординаты графика необходимо умножить на поправочный коэффициент

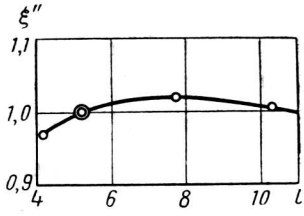
$$\xi_\vartheta = \frac{\Delta\lambda_\vartheta}{85{,}4}. \qquad (350)$$



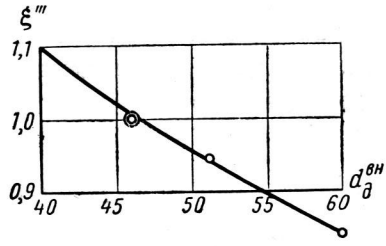
Фиг. 156.

На фиг. 156 приведены величины ξ_ϑ для различных температур ϑ.

Подобным же образом могут быть введены в расчетные графики и другие поправки (на различную длину l труб, различные диаметры



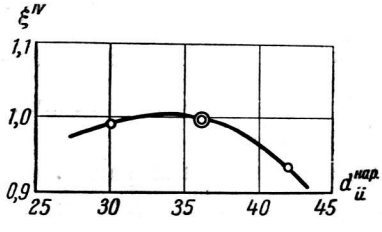
Фиг. 157.



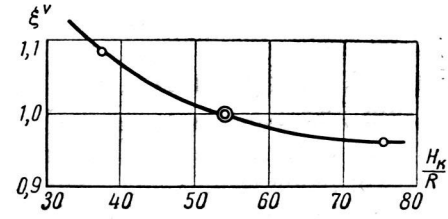
Фиг. 158.

труб дымогарных, жаровых, пароперегревательных, различную величину отношения $\frac{H_к}{R}$ и т. д.). Величина и количество этих поправок зависят, очевидно, от условий проектного задания.

На фиг. 157 — 160 даны графики для введения необходимых поправок, полученных путем просчета соответствующих вариантов котла проектного паровоза.



Фиг. 159.



Фиг. 160.

В табл. 43 приведены величины поправочных коэффициентов, взятые из графиков для тех паровозов, для которых на фиг. 151 и 152 пред-

Таблица 43

Серия паровоза	Система пароперегревателя	l, м	$d_д$, мм	$\frac{H_к}{R}$	ξ^I	ξ^{II}	ξ^{III}	ξ^V	ξ
$О^П$	Шмидта	4,66	46/51	69,3	1	0,986	1	0,965	0,952
$Щ^П$	»	4,373	46/51	63,1	1	0,977	1	0,975	0,950
$Э^Ш$	»	4,66	46/51	49,3	1	0,986	1	1,021	1,007
$С^М$	Чусова	5,15	46/51	51,5	1,096	1	1	1,012	1,109
$Э^М$	Шмидта	4,66	46/51	43,8	1	0,986	1	1,050	1,036
$Э^Р$	Чусова	4,66	46/51	39,3	0,096	0,986	1	1,070	1,156
СО	Шмидта	4,66	46/51	38,3	1	0,986	1	1,075	1,061
$Э^{КМ}$ . . .	»	4,66	46/51	36,0	1	0,986	1	1,090	1,076
2-3-2 . . .	Тип Л-40	5,70	51/57	36,8	1,056	1,010	1*	1,082	1,154
$ФД_1$	Элеско тип Е	5,97	51/57	41,9	0,909	1,018	1*	1,055	0,973
$ФД_С$ . . .	То же	5,97	51/57	41,9	0,909	1,018	1*	1,055	0,973
ИС	»	5,97	51/57	41,9	0,909	1,018	1*	1,055	0,973
$ФД_Ш$ . . .	Тип Л-40	5,97	51→57	35,8	1,056	1,018	1*	1,090	1,165

* Звездочкой отмечены паровозы с четырехдырными конусами.

ставлены данные о температуре и степени перегрева пара. В последней графе таблицы дано произведение всех поправочных коэффициентов, вводимых для данного паровоза. Путем деления действительной степени перегрева $\Delta\lambda$ на величину $\xi = \xi^I\xi^{II}\xi^{III}\xi^V$ получаем условную степень перегрева $\Delta\lambda'$ для паровоза, у которого отношение $\frac{H_ü}{H_к}$ сохраняет свою действительную величину, а остальные характеристики следующие: пароперегреватель системы Шмидта водоподогрев отсутствует, $l = 5{,}15$ м, $d_д$=46/51 мм, $\frac{H}{R} = 54$. Полученные таким путем «приведенные» степени перегрева пара показаны на фиг. 161.

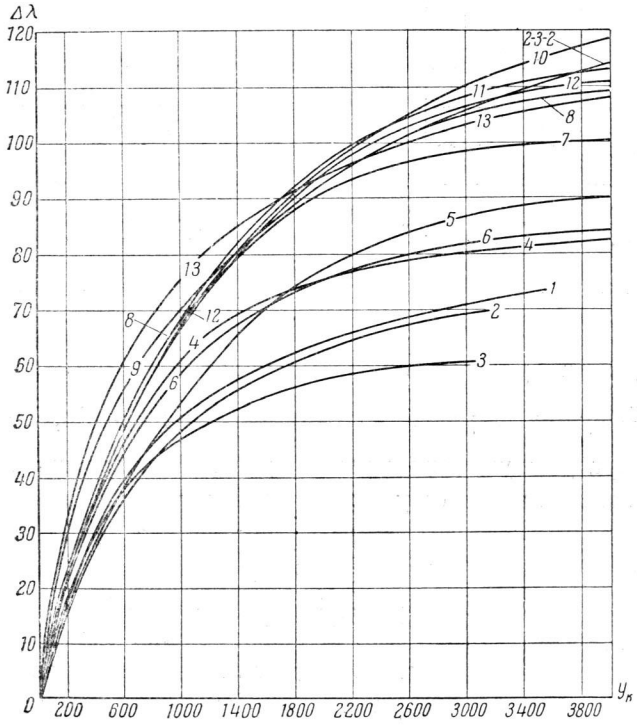
Таким образом, паровозы, фигурирующие на фиг. 161, разнятся между собой только по величине отношения $\frac{H_ü}{H_к}$; все остальные характеристики, могущие влиять на степень перегрева пара, у них одинаковы между собой и с нашим «проектным» паровозом, для которого выше были подсчитаны «ожидаемые» степени перегрева пара для разных форсировок ($y_к$) и величин $\frac{H_ü}{H_к}$. Это дает нам возможность сравнить величины $\Delta\lambda$, полученные выше для проектного паровоза, с величинами, взятыми для соответствующих форсировок по фиг. 161.

Такое сопоставление показано на фиг. 162, 163 и 164 для различных тепловых напряжений колосниковой решетки (начальное паросодержание во всех случаях принято $x_к = 0{,}98$).

На этих графиках кривые нанесены по результатам исследования ожидаемой работы проектного паровоза, а кружки — по кривым фиг. 161. Совпадение во всех трех случаях получается, как видим, достаточно

удовлетворительное, что является доказательством правильности и высокой точности нашего метода исследования.

Штриховкой на фиг. 155 показано реальное ограничение возможной тепловой эффективности жаротрубного пароперегревателя по условиям размещения труб в габарите трубных решеток.

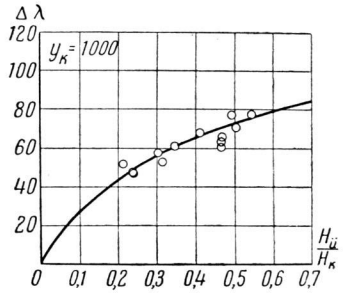


Фиг. 161. «Условное» приращение теплосодержания в коллекторе паровозов угольного отопления (начальное паросодержание принято $x_к = 0{,}98$):

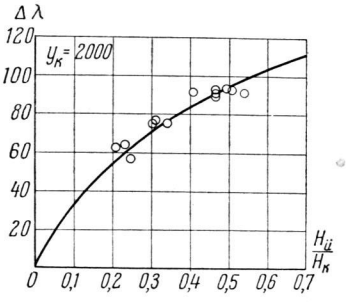
1 — $О^П$; *2* — $Ш^П$; *3* — $Э^Ш$; *4* — $С^М$; *5* — $Э^М$; *6* — $Э^Р$; *7* — СО; *8* — $Э^{КМ}$; *9* — 2-3-2; *10* — $ФД_1$; *11* — $ФД_С$; *12* — ИС; *13* — $ФД_Ш$.

Величину поверхности нагрева трубчатой части котла правильнее развивать за счет увеличения длины труб, а не числа их, не пугаясь высоких скоростей протекания газов. Скорости протекания газов должны быть возможно более низкими в слое угля и умеренными в топочном пространстве, чтобы не увеличивать и без того значительного механического уноса угольков; в трубчатой же части котла высокие скорости протекания скорее полезны, чем вредны, так как некоторое увеличение газового сопротивления трубчатой части существенного ущерба не дает, а очистка стенок труб от сажи и уноса, происходящая при высоких скоростях протекания газов, весьма полезна.

Вообще стремиться к увеличению испаряющей поверхности нагрева паровозного котла в его трубчатой части не следует, так как эта поверхность при низких температурах газового потока в ее хвостовой части мало

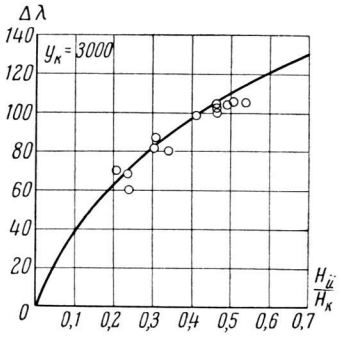


Фиг. 162.



Фиг. 163.

эффективна и не заслуживает вложения в нее металла и веса. Величину отношения $\frac{H_к}{R}$ лучше осуществлять в пределах 35—40, а относительно высокую температуру уходящих газов лучше использовать в воздухоподогревателе или во второй ступени водоподогревателя.



Фиг. 164.

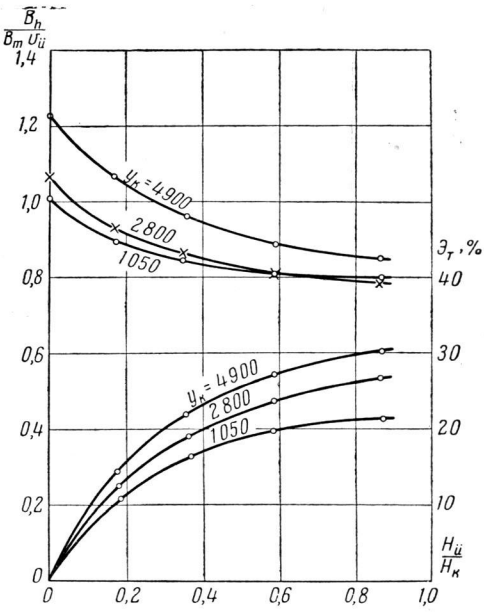
В настоящем отделе на многочисленных примерах мы убедились в широкой общности разработанного нами метода исследования тепловой работы котла. Этот метод дает возможность для любых размеров котла и пароперегревателя и для любого режима дать развернутую картину его ожидаемой работы и отражает влияние изменений любого размера или условия на конечные показатели этой работы. Именно это и требуется обычно при проектировании новых агрегатов, в частности, паровозов. Опыт руководящего конструктора подсказывает ему ту компоновку размеров котла и пароперегревателя, которая должна удовлетворить условиям данного задания. Для этих ориентировочно намеченных размеров и производится разработанным нами методом поверочный тепловой расчет, на основании которого вводятся в эскизный проект окончательно уточняющие поправки, после чего можно уже уверенно приступить к изготовлению рабочих чертежей.

На фиг. 165, 166 и 167 нанесены по данным табл. 40—42 значения удельного расхода угля на 1 м³ рабочего пара в функции величины отношения $\frac{H_ц}{H}$ и степени перегрева пара Δt, а также величина достигае-

мой экономии расхода угля в процентах от расхода угля бесперегревным паровозом, т. е. при $\frac{H_{ü}}{H_{к}} = 0$ и $\Delta t = 0$:

$$Э_{т}^{0/0} = \frac{\left(\frac{B_h}{B_m v_{ü}}\right)_{\Delta t=0} - \frac{B_{h'}}{B_m v_{ü}}}{\left(\frac{B_h}{B_m v_{ü}}\right)_{\Delta t=0}} 100 \qquad (351)$$

По поводу этой величины следует заметить, что она дает не полную величину сбережения угля, а лишь частичную, связанную с увеличением удельного объема пара при его перегреве; благоприятное же влияние перегрева пара на размеры среднего теплообмена между паром и стенками паровых цилиндров остается пока без учета. Сделано это нами умышленно, исходя из тех соображений, что, как показывает практика эксплуатации перегревных паровозов, часто возрастающие при перегретом паре утечки через неплотности золотников, поршней и сальников значительно снижают размер получаемой экономии топлива.



Фиг. 165.

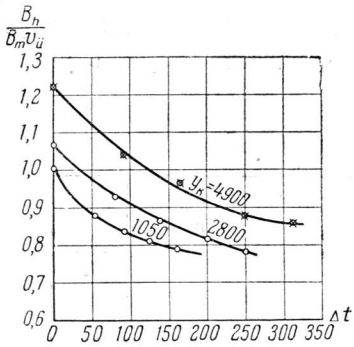
Однако, чтобы дать правильное представление о величине полной экономии топлива, достигаемой при различных степенях перегрева пара на паровозе с правильно сконструированными и находящимися в исправном состоянии золотниковыми и поршневыми кольцами и сальниками, воспользуемся в качестве измерителя экономичности работы паровой машины одним из выражений для величины $\frac{B_m}{N_i}$ расхода пара на одну индикаторную лошадиную силу в час, заимствованным из последней части книги.

Для рабочей степени наполнения цилиндра паром (отсечки) $\varepsilon = 0{,}4$ имеем:

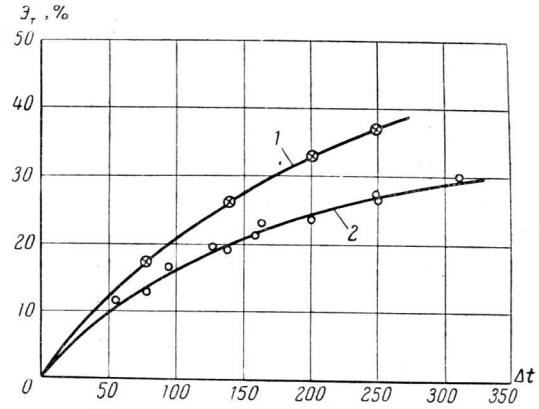
$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2\,700}{100 - \frac{31{,}31 - 0{,}078\,\Delta t}{\sqrt{n}}} \cdot \frac{0{,}5\gamma_{эк} - 0{,}304\gamma_e}{9{,}93}. \qquad (352)$$

Полагая n (число оборотов движущих колес в секунду) равным 1,5 и заменяя удельные веса пара в золотниковой коробке ($\gamma_{зк}$) и выхлопной трубе (γ_e) через удельные объемы $v_{ü}$ и v_e, получим

$$\frac{B_m}{N} = \frac{271{,}9}{79{,}13 + 0{,}052\,\Delta t}\left(\frac{0{,}5}{v_{ü}} - \frac{0{,}304}{v_e}\right). \qquad (353)$$



Фиг. 166.



Фиг. 167. Влияние степени перегрева пара на экономию топлива:

1 — полная экономия; *2* — экономия от увеличения удельного объема пара.

Подсчитав по этому выражению величину $\frac{B_m}{N_i}$ для данной степени перегрева пара Δt, находим далее величину реализуемой паровозом индикаторной мощности

$$N_i = B_m : \frac{B_m}{N_i}, \qquad (354)$$

а затем и расход угля на одну лошадиную силу

$$\frac{B_h}{N_i}.$$

Сравнение величины этих расходов для двух вариантов и дает величину действительной (полной) экономии топлива.

В табл. 44 приведены все этапы подсчетов величины полной экономии угля для всех пяти исследованных ранее вариантов котла проектного паровоза при $Y = 400$ или

$$y_к = \frac{400 \cdot 7\,000}{1\,000} = 2\,800\,^1.$$

По этим данным и нанесена верхняя кривая на фиг. 167.

---

[1] Средняя температура выхлопного пара t_e взята при подсчетах по формуле $t_e = t_{ü} - 200°$, что дает очень близкие к действительным значения.

Таблица 44

	Размерность	Вариант				
		I	II	III	IV	V
$\frac{H_{п}}{H_{к}}$ . . .	—	0	0,173	0,330	0,587	0,862
$t_{п}$	°С	197	274	334	397	446
Δt	»	0	77	137	200	246
$v_{п}$	м³/кг	0,1333	0,1651	0,1860	0,2071	0,2233
v_{e}	°С	x_{e}=0,85	105	134	197	246
p_{e}	ата	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
v_{e}	м³/кг	1,234	1,456	1,575	1,830	2,025
$\frac{B_{m}}{N_{i}}$ . . .	кг/л. с. ч.	12,044	9,224	7,865	6,827	6,169
N_{i}	л. с.	1333	1614	1808	1989	2113
$\frac{B_{h}}{N_{i}}$ . . .	кг/л. с. ч.	1,710	1,414	1,261	1,146	1,079
$\Theta_{т}$	%	0	17,3	26,2	33,0	36,9

Возвращаясь к графикам на фиг. 163 и 164, мы можем рекомендовать пользование ими при ориентировочных проектных расчетах для выбора величины отношения $\frac{H_{п}}{H_{к}}$, необходимой для достижения заданной степени перегрева пара.

Выбрав величину $\frac{H_{п}}{H_{к}}$ и намечая далее величину полной поверхности нагрева $H = H_{к} + H_{п}$ в соответствии с колесной характеристикой и рабочим весом паровоза $P_{р}$, как это указано в конце главы XI первой части книги, находим раздельно величины испаряющей ($H_{к}$) и пароперегревательной ($H_{п}$) поверхности нагрева.

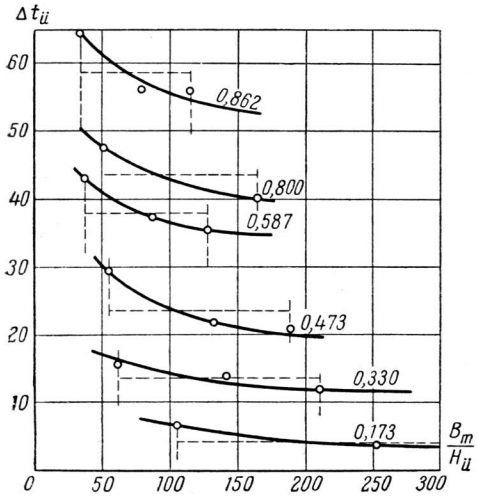
Далее, выяснив число и размеры жаровых, дымогарных и пароперегревательных труб, необходимо путем анализа теплопередачи на всех участках трубчатой поверхности нагрева уточнить ожидаемые характеристики тепловой работы паровоза $B_{m}, t_{п}, T_{з}$. Если эти характеристики удовлетворяют условиям задания, то намеченные размеры котла и пароперегревателя принимаются окончательно, в противном случае может потребоваться новый пересчет.

Произведенное нами сравнительное исследование показателей ожидаемой работы паровоза при различных форсировках и степенях перегрева пара необходимо использовать и в целях составления простой и надежной рецептуры для определения величины температурных поправок $\Delta t_{п}$ и $\Delta T_{з}^{ж}$ на радиацию поверхности пароперегревательных трубок.

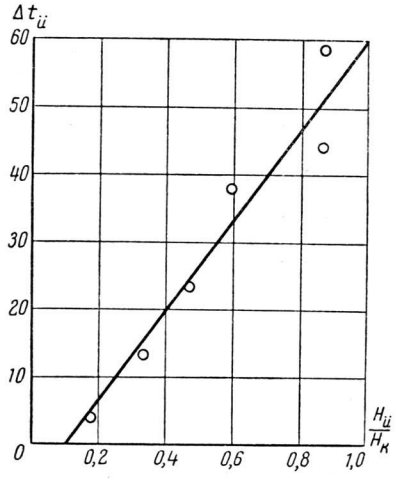
Величина поправки $\Delta\lambda'$, пропорциональная температурной поправке $\Delta t_{ü}$, определяется из выражения:

$$\Delta\lambda' = \frac{Q_{л}}{B_m} = \frac{\sigma_0 \varepsilon^2_{ст} \varphi \left[\left(\frac{\theta' + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{\theta + 273}{100}\right)^4\right]}{Z_{ü}}, \qquad (355)$$

где $Z_{ü} = \frac{B_m}{H_{ü}}$ может быть названа по аналогии с величиной $Z_m = \frac{B_m}{H_к}$ напряжением поверхности нагрева пароперегревателя. Температура θ стенок жаровых труб — величина почти постоянная, а величина θ' (тем-



Фиг. 168.



Фиг. 169.

пература стенок пароперегревательных трубок) зависит прежде всего от температуры омывающего стенки пара, т. е. от $t_{п}$ или $t_{ü}$. Итак, приходим к выводу, что величина поправки $\Delta\lambda'$, а следовательно и $\Delta t_{ü}$, зависит от $Z_{ü}$ и $t_{ü}$, а эта последняя от величины отношения $\frac{H_{ü}}{H_к}$:

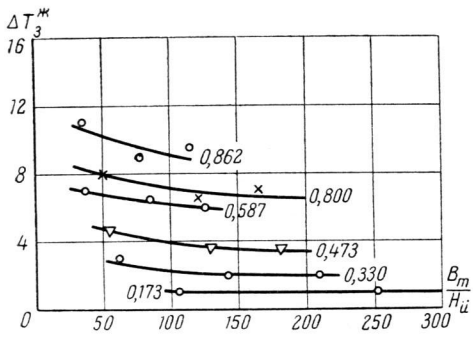
$$\Delta t_{ü} = f\left(Z_{ü} \frac{H_{ü}}{H_к}\right). \qquad (356)$$

На фиг. 168 нанесены по данным таблиц 40—42 значения $\Delta t_{ü}$ в функции $Z_{ü}$ для различных величин отношения $\frac{H_{ü}}{H_к}$. Полученные кривые показывают, что величина поправки зависит главным образом от отношения $\frac{H_{ü}}{H_к}$ и в очень слабой степени от $Z_{ü}$. Выделяя на каждой кривой пределы нормальных колебаний величины $Z_{ü}$, находим в этих пределах средние $\Delta t_{ü}$ и наносим их на фиг. 169 в функции $\frac{H_{ü}}{H_к}$. Проведенная по полученным точкам кривая, в пределах колебания отношения

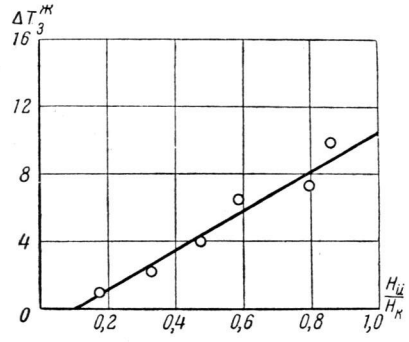
$\frac{H_ю}{H_к}$ от 0,2 до 0,6, с успехом может быть заменена прямой, имеющей уравнение

$$\Delta t_ю = 67\left(\frac{H_ю}{H_к}\right) - 7. \tag{357}$$

Эту простую эмпирическую формулу мы и рекомендуем для пароперегревателей Шмидта и Чусова ($\varphi = 0{,}660$ и $0{,}626$); для пароперегревателя Элеско Е ($\varphi = 0{,}86$) величина $\Delta t_ю$ берется в 1,3 раза больше.



Фиг. 170.



Фиг. 171.

Совершенно аналогичным способом на фиг. 170 и 171 получена величина поправки $\Delta T_з^{ж}$, подчиняющаяся уравнению

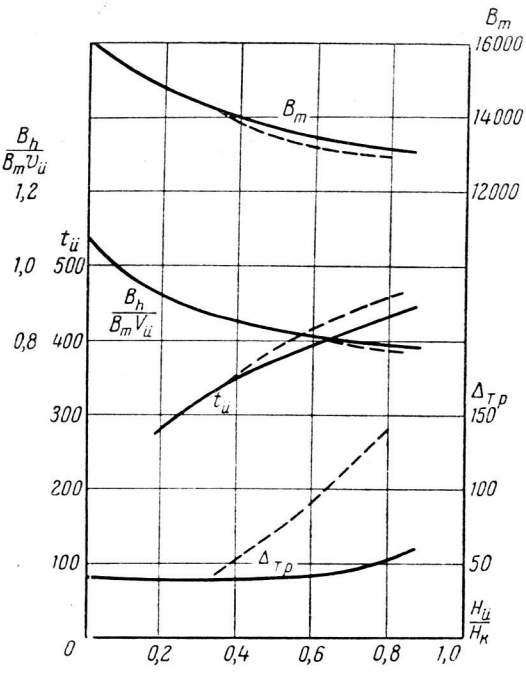
$$\Delta T_з^{ж} = 11{,}6\left(\frac{H_ю}{H_к}\right) - 1{,}2. \tag{358}$$

Возвращаясь к основной теме настоящей главы — к оценке влияния величины отношения $\frac{H_ю}{H_к}$ на степень перегрева пара, напомним, что мы осуществляли увеличение этого отношения путем увеличения количества жаровых труб и параллельного уменьшения числа дымогарных труб. Но можно избрать и другой путь для достижения той же цели: сохраняя число жаровых труб в котле неизменным, уменьшать в нем число дымогарных труб.

В 1934 г. профессор Б. И. Карчевский произвел на Северо-Кавказской железной дороге ряд интересных опытных поездок на паровозе серии $Э^{м}$ с выключенными из работы (путем заглушки со стороны дымовой коробки) (27, 38 и 52) дымогарными трубами; позже он довел эти опыты до полного выключения всего комплекта дымогарных труб (157 шт.).

С тех пор вопрос о «заглушке дымогарных труб» на паровозах стал злободневным и в кругах паровозников интерес и внимание к нему не заглохли и до настоящего времени. К этому вопросу впоследствии неоднократно возвращались, повторно экспериментировали, но до настоящего времени не пришли ни к какому определенному решению.

Ввиду создавшейся вокруг этого вопроса обстановки, применяя стандартный метод сравнительного исследования, дадим для проектного паровоза прогноз ожидаемых показателей его тепловой работы при выключенных 73 и 146 дымогарных, а затем и при выключении всех 218 труб.



Фиг. 172.

В табл. 45 дана сводка (во всех трех приближениях) результатов этого анализа для $Y = 400$.

На фиг. 172 показано изменение основных факторов работы котла сплошными линиями — при одновременном изменении числа жаровых и дымогарных труб, и пунктиром — при неизменном числе жаровых труб и постепенной заглушке дымогарных.

Темпы увеличения $t_ü$ по мере возрастания отношения $\frac{H_ü}{H_к}$, при заглушке дымогарных труб идут быстрее, чем при первом способе. Это вполне понятно, так как при первом способе с увеличением числа жаровых труб растет и поверхность пароперегревателя, а следовательно, и количество тепла $Q_л$, излучаемое на стенки жаровых труб.

На основании цифровых данных табл. 45 подсчитываем размер вероятной экономии топлива.

При заглушке 73 дымогарных труб:

$$Э_т = \frac{0{,}862 - 0{,}843}{0{,}862} 100 = 2{,}2\%;$$

при заглушке 146 труб:

$$Э_т = \frac{0{,}862 - 0{,}816}{0{,}862} 100 = 5{,}3\%;$$

при заглушке всех 218 труб:

$$Э_т = \frac{0{,}862 - 0{,}773}{0{,}862} 100 = 10{,}3\%.$$

При заглушке труб резко возрастает газовое сопротивление котла; поэтому во избежание сильной затяжки конуса и большого снижения индикаторной мощности паровоза заглушать более $^1/_4$—$^1/_3$ всего числа дымогарных труб, видимо, нельзя.

Таблица 45

$Y = 400$ кг/м² час;
$\alpha = 1{,}200$; $B_h = 2280$ кг/час; $\mu = 0{,}8587$;
$M = 5831$; $N = 0{,}6444$;
$T_2 = 1242°$;
$Q_0 = 15\,960\,000$ ккал/час; $Q_т = 4\,783\,000$ ккал/час; $\lambda_к = 661{,}1$ ккал/кг; $\tau = 15°$

	Размерность	$n_д$, шт.			
		218	145	72	0
		$n_ж$, шт.			
		48	48	48	48
$H_д$	м²	162,2	107,9	53,6	—
$\Omega_д$	»	0,3622	0,2409	0,1300	—
$\frac{H_ü}{H_к}$	—	0,330	0,407	0,544	0,801
β	—	0,506	0,610	0,743	1
$U_д$	кг/м² сек	9,39	11,14	13,60	—
$K_д$	ккал/м² час °С	44,59	52,00	62,22	—
$T_з^д$	°С	311	316	346	—
$Q_д$	ккал/час	3 141 000	2 468 001	1 538 000	—
$U_ж'$	кг/м² сек	9,24	11,87	13,56	18,25
$K_ж$	ккал/м²час °С	44,39	55,61	62,68	83,91
T_A	°С	1 132	1 126	1 135	1 138
$Q_ж'$	ккал/час	410 000	505 000	585 000	766 000
$U_ж''$	кг/м² сек	8,86	11,38	13,01	17,51
$K_{ср}$	ккал/м² час °С	40,03	50,15	56,57	74,28
$T_з^ж$	°С	319,5	316,5	349	368
β'	—	0,4828	0,4670	0,4588	0,4271
$Q_ü$	ккал/час	1 343 000	1 526 000	1 819 000	2 234 000
$Q_э$	»	1 439 000	1 741 000	2 144 000	2 999 000
B_m	кг/час	14 017	13 617	12 953	12 363
$\Delta\lambda$	ккал/кг	95,8	112,1	140,4	180,8
$t_ü$	°С	354	386,3	442,6	524
U_u	кг/м² сек	123,6	118,4	110,6	108,4
$\alpha_ü$	ккал/м² час °С	552	534	505	497
$K^0_{ж''}$	»	41,29	52,21	59,33	79,12
$K^0_{ü''}$	»	38,78	48,13	53,81	69,44
$T_з^ж$	°С	318,5	314	341,5	361,5
β'	—	0,4686	0,4503	0,4349	0,4025
$Q_ü$	ккал/час	1 306 000	1 476 000	1 740 000	2 126 000
$Q_з$	—	1 480 000	1 801 000	2 259 000	3 155 000
B_m	кг/час	14 077	13 705	13 121	12 593
$\Delta\lambda$	ккал/кг	92,7	107,7	132,6	168,7
$t_ü$	°С	347,7	377,4	426,7	500
$\Delta t_ü$	»	—13,7	—17,4	—25,7	—37
$\Delta T_з^ж$	»	—2	—3	—4	—5
$T_{ж''}$	»	594	585	616	673,3
$t_п$	»	265,5	278,7	298,5	331

Таблица 45 (окончание)

	Размерность	$n_д$, шт.			
		218	145	72	0
		$n_ж$, шт.			
		48	48	48	48
θ	°С	201	202	203,2	205,6
θ'	»	288,5	306,3	332,3	373,7
$Q_л$	ккал/час	103 000	130 400	175 200	258 900
$\Delta K_{ж''}$	ккал/м² час °С	+2,96	+3,84	+4,78	+6,71
$\Delta K_ü$	»	—3,10	—4,22	—5,47	—8,38
$K_{ж''}$	»	44,25	56,05	64,11	85,83
$K_ü$	»	35,68	43,91	48,34	61,06
$T_з^{ж}$	°С	316,5	311	337,5	356,5
β'	—	0,4350	0,4169	0,3986	0,3663
$Q_ü$	ккал/час	1 214 000	1 371 000	1 600 000	1 945 000
$Q_з$	»	1 577 000	1 917 000	2 416 000	3 365 000
B_m	кг/час	14 220	13 879	13 354	12 902
$\Delta\lambda$	ккал/кг	85,4	98,8	119,8	150,6
$t_ü$	°С	344	360	401	463
$v_ü$	м³/кг	0,1860	0,1947	0,2093	0,2289
$B_m v_ü$	м³/час	2 645	2 703	2 795	2 952
$\frac{B_h}{B_m v_ü}$	кг/м³	0,862	0,843	0,816	0,773
$Z_ü$	кг/м² час	140,8	137,5	132,3	127,9
$T_{тр}$	°С	581	620	651	688
$\gamma_{тр}$	кг/м³	0,413	0,395	0,382	0,375
$U_{тр}$	кг/м² сек	9,11	10,85	13,10	17,51
r	мм	9,10	10,31	10,27	9,77
$\Delta_{тр}$	мм вод. ст.	39,4	56,8	64,5	142,4

Существует мнение о том, что заглушка труб в паровозном котле является средством не только повышения перегрева пара путем насильственного перераспределения порций газов, протекающих по жаровым и дымогарным трубам, а также и средством интенсификации теплообмена между стенками труб и водой, который при слишком тесном размещении труб затрудняется пузырьками пара, задерживающимися на стенках труб из-за трудности выхода на поверхность зеркала воды и образующими на трубах как бы паровые муфты скольжения. Этот взгляд мы считаем неправильным, так как конвективный теплообмен в трубчатой части паровозных котлов достаточно высок и, как показывает опыт, коэффициенты теплопередачи близки к полученным по расчетной формуле[1].

Независимо от этого, рентабельность применения заглушки труб в качестве модернизационного мероприятия к котлам уже построенных

[1] См. главу X (первой части книги).

и работающих паровозов является вообще весьма сомнительной, так как при этом, несомненно, ухудшаются условия работы трубной решетки.

Что касается проектирования новых паровозных котлов, то там должны быть учтены те выводы, к которым привело наше исследование.

Глава XIII

МЯТИЕ ПАРА В ПАРОВОЗНЫХ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯХ

Опыт показывает, что в перегревных паровозах давление пара в золотниковой коробке всегда получается несколько ниже, чем в бесперегревных, при одинаковых котловом давлении и открытии регулятора.

Объясняется это тем, что при проходе по пароперегревателю, где пар совершает весьма длинный путь по трубкам небольшого диаметра и, следовательно, с довольно высокой скоростью, он сильно мнется вследствие трения о стенки крутых поворотов паровой струи и внезапного изменения сечений паровых каналов (при переходе через коллекторную коробку, распределительные камеры элементов, задние колпачки и т. д.).

С точки зрения получения минимума падения давления пара перегреватель должен удовлетворять следующим условиям:

1) малая длина трубок;
2) достаточно большая площадь сечения паровых каналов;
3) возможно меньшее число крутых поворотов паровой струи;
4) плавность изменения сечений;
5) гладкая внутренняя поверхность перегревательных трубок.

Для возможности сравнения в указанном отношении рассмотренных нами выше систем паровозных жаротрубных пароперегревателей надо уметь в каждом отдельном случае подсчитать величину падения давления пара при проходе по перегревательным трубкам.

Ввиду значительной длины этих трубок и небольшого их диаметра сопротивление от трения паровой струи о стенки на прямых участках трубок для всех систем перегревателей преобладает по своей абсолютной величине над местными сопротивлениями (повороты, сужения и т. д.). Для определения величины этого превалирующего сопротивления воспользуемся гидродинамической формулой

$$S = ul\gamma\rho\frac{w^2}{2g}, \tag{359}$$

где S — сопротивление, выраженное в килограммах, т. е. представляющее как бы некоторую силу, действие которой приходится преодолевать пару при движении по трубопроводу;

u — периметр внутреннего сечения трубы;

l — длина трубопровода;

γ — средний удельный вес протекающего по трубопроводу газа или жидкости;

w — средняя скорость протекания;

g — ускорение силы тяжести;

ρ — коэффициент сопротивления, определяемый из опыта.

В случае протекания по трубопроводу с площадью сечения Ω м² пара давления P кг/м² движущая сила равна, очевидно,

$$P\Omega \text{ кг},$$

а сила сопротивления

$$S = \frac{S}{\Omega}\Omega \text{ кг};$$

следовательно, избыток движущей силы над сопротивлением, расходуемый на передвижение паровой струи, будет равен

$$P\Omega - \frac{S}{\Omega}\Omega = \left(P - \frac{S}{\Omega}\right)\Omega \text{ кг};$$

иными словами, пар придет к концу трубопровода с давлением

$$P' = P - \frac{S}{\Omega} \text{ кг/м}^2,$$

и потеря давления составит

$$\Delta p = \frac{S}{\Omega} \text{ кг/м}^2.$$

На основании формулы (359) имеем

$$\Delta p = \frac{u}{\Omega}\frac{l\gamma\rho w^2}{2g}. \tag{360}$$

Для определения величины коэффициента ρ было произведено много опытов, из которых наибольшего внимания заслуживают опыты Дарси, Вейсбаха и Ланга над протеканием жидкостей, Фрицше — над протеканием газов и паров, Гутермута — над протеканием насыщенного водяного пара. Наиболее многочисленные и научно обоснованные опыты были проведены инженером Фрицше, причем результаты их в части, касающейся протекания газов, находятся в полном соответствии с результатами, полученными для протекания газов по дымогарным трубам паровозных котлов.

При исследовании явления мятия пара Фрицше исходил из несколько иной формулы, которая может быть получена из формулы (360), полагая

$$\frac{\rho 4\cdot 1\,000}{2g} = \beta,$$

после чего

$$\Delta p = \beta\frac{u}{\Omega}\frac{l\gamma}{4\cdot 1\,000}w^2,$$

или, заменяя $\frac{\Omega}{u}$ через r (средний гидравлический радиус):

$$\Delta p = \frac{\beta}{1\,000}\frac{l\gamma}{4r}w^2. \tag{361}$$

Для величины β Фрицше дает зависимость

$$\beta = 3{,}044\frac{d^{0{,}027}}{G^{0{,}148}}, \tag{362}$$

где d — диаметр трубы в м;

G — вес в килограммах пара, протекающего по трубе в течение 1 часа.

Диаметр пароперегревательной трубки d влияет на величину β в весьма слабой степени:

при $d = 0{,}010$ . . . . . $d^{0{,}027} = 0{,}883$
» $d = 0{,}020$ . . . . . $d^{0{,}027} = 0{,}900$
» $d = 0{,}030$ . . . . . $d^{0{,}027} = 0{,}909$

Поэтому для перегревательных трубок можно принять с вполне достаточной точностью для практики $d^{0{,}027} = 0{,}9$, и формула (362) примет вид

$$\beta = \frac{2{,}74}{G^{0{,}148}}. \tag{363}$$

Для учета местных сопротивлений пользуются обычно методом определения «эквивалентной длины», т. е. такой длины прямой трубы данного сечения, сопротивление на протяжении которой было бы равно рассматриваемому местному сопротивлению.

Напишем формулу (360) в несколько ином виде, заменяя $\frac{\Omega}{u}$ через r и полагая $4\rho\gamma = \lambda$:

$$\Delta p = \lambda\frac{l}{4r}\frac{w^2}{2g}, \tag{364}$$

или на 1 пог. м длины прямой трубы

$$\Delta p = \xi\frac{w^2}{2g}, \tag{365}$$

где $\xi = \frac{\lambda}{4r}$ — так называемый коэффициент сопротивления.

Величина λ для труб малого диаметра, с которыми приходится иметь дело в паровозных пароперегревателях, может быть определена по формуле Вейсбаха

$$\lambda = 0{,}0143 + \frac{0{,}01037}{\sqrt{w}}. \tag{366}$$

Каждое отдельное местное сопротивление характеризуется величиной ξ', причем величина отношения $\frac{\xi'}{\xi}$ дает, очевидно, длину прямого участка трубы, эквивалентную местному сопротивлению.

Приводим данные для оценки величины ξ'.

Сопротивление при входе в трубу (из коллекторной коробки в соединительные пароподводящие трубки)

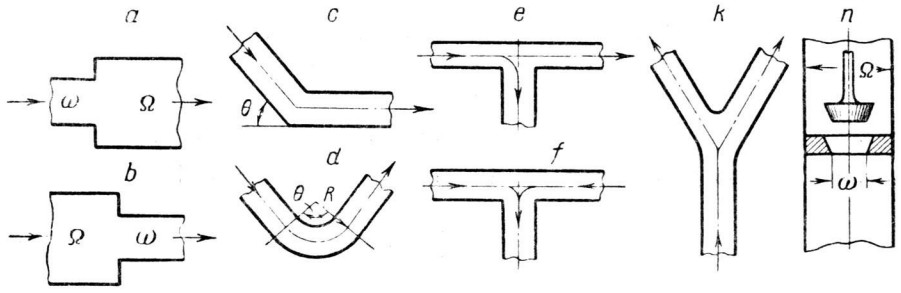
$$\xi' = 0{,}5.$$

Сопротивление при выходе из трубы в резервуар (коллекторная коробка)

$$\xi' = 1{,}0.$$

Внезапное расширение трубы (фиг. 173, *a*):

$$\xi' = \left(1 - \frac{\omega}{\Omega}\right)^2.$$



Фиг. 173.

Внезапное сужение трубы (фиг. 173, *b*) — величина коэффициента ξ' берется из табл. 46.

Таблица 46

$\frac{\omega}{\Omega}$	0,01	0,100	0,200	0,400	0,600	0,800	1,000
ξ'	0,50	0,50	0,42	0,34	0,25	0,15	0

Резкий поворот струи (фиг. 173, *c*):

$$\xi' = 0{,}9457 \sin^2 \frac{\theta}{2} + 2{,}047 \sin^4 \frac{\theta}{2}.$$

Закругленный поворот струи (фиг. 173, *d*):

$$\xi' = \left[0{,}13 + 0{,}16 \left(\frac{d}{R}\right)^{3{,}5}\right] \frac{\theta}{90}.$$

Тройник со сквозным протеканием (фиг. 173, *e*): в прямом направлении

$$\xi' = 1{,}0;$$

в ответвленном направлении

$$\xi' = 1{,}5.$$

Тройник со встречным потоком (фиг. 173, *f*)

$$\xi' = 3{,}0.$$

Разветвление (фиг. 173, *к*)

$$\xi' = 1{,}0.$$

Клапан (фиг. 173, *л*):

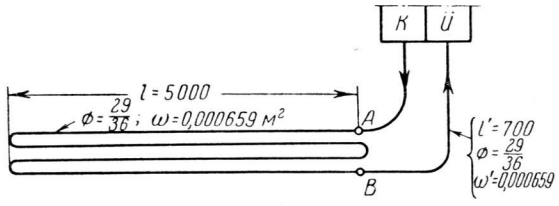
$$\xi' = \left(1{,}537\,\frac{\Omega}{\omega} - 1\right)^2.$$

При этом надо иметь в виду, что при оценке величины падения давления вследствие местных сопротивлений коэффициенты ξ' относятся к скорости пара, имеющей место непосредственно за рассматриваемым местным сопротивлением.

После учета всех местных сопротивлений находим полную приведенную длину трубы

$$l_i = l + \sum\frac{\xi'}{\xi} = l + \sum l_э.$$

Подставляя величину l_i вместо l в формулу (361), получаем искомое падение давления в системе пароперегревателя Δp кг/м².



Фиг. 174.

В качестве примера практического применения изложенного метода к подсчету потери давления пара в пароперегревательных элементах рассмотрим динамическую работу парового потока в элементах пароперегревателя системы Шмидта, для которого на фиг. 174 представлена схема движения пара и даны длины элементных и соединительных трубок, их диаметры и площади парового прохода.

Параметры пара в первой камере коллектора K:

$$p_к = 16{,}0 \text{ ата:} \qquad x_к = 0{,}95;$$

$$v_к = 0{,}1216 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad \gamma_к = 8{,}22 \text{ кг/м}^3.$$

Температура перегретого пара в коллекторе

$$t_ü = 350°.$$

Расход пара через элемент

$$G = 600 \text{ кг/час}.$$

Участок KA (фиг. 174)

Задаемся перепадом давления на этом участке пути пара в 0,1 кг/см²; степень сухости пара в точке A оставляем ту же, что и в точке K. Тогда:

$$p_A = 15{,}9 \text{ кг/см}^2;\ v_A = 0{,}1224 \text{ м}^3/\text{кг};\ \gamma_A = 8{,}17 \text{ кг/м}^3.$$

Средняя скорость протекания пара по трубке KA:

$$w = \frac{600\,\dfrac{0{,}1216 + 0{,}01224}{2}}{3\,600 \cdot 0{,}000659} = 30{,}85 \text{ м/сек}.$$

Из уравнения (366) находим

$$\lambda = 0{,}0143 + \frac{0{,}01037}{\sqrt{30{,}85}} = 0{,}0162;$$

$$\xi = \frac{\lambda}{4r} = \frac{0{,}0162}{0{,}029} = 0{,}559.$$

Сопротивление при входе пара из коллектора в трубку KA оценивается коэффициентом $\xi'_a = 1{,}0$.

Сопротивление от плавного изгиба трубки по радиусу 135 мм дает

$$\xi'_b = 0{,}13 + 0{,}16\left(\frac{0{,}029}{0{,}135}\right)^{3{,}5} = 0{,}134.$$

Длина, эквивалентная сумме местных сопротивлений:

$$l_э = \frac{\Sigma\xi'}{\xi} = \frac{1{,}0 + 0{,}134}{0{,}559} = 2{,}03 \text{ м}.$$

Полная приведенная длина

$$l_l = l + l_э = 0{,}7 + 2{,}03 = 2{,}73 \text{ м}.$$

Из формулы (363) находим

$$\beta = \frac{2{,}74}{600^{0{,}148}} = 1{,}062.$$

Из формулы (361) определяем

$$\Delta p' = \frac{1{,}062 \cdot 2{,}73\,\dfrac{8{,}22 + 8{,}17}{2}}{1\,000 \cdot 0{,}029} 30{,}85^2 = 776 \text{ кг/м}^2 = 0{,}078 \text{ кг/см}^2.$$

Перепад давления в элементе (участок AB на фиг. 174). Оцениваем ориентировочно давление в точке B:

$$p_B = 15{,}1 \text{ кг/см}^2.$$

Подсчитываем

$$v_B = 0{,}1901 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad \gamma_B = 5{,}26 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

$$w = \frac{600\,\frac{0{,}1224 + 0{,}1901}{2}}{3\,600 \cdot 0{,}000659} = 39{,}47 \text{ м/сек};$$

$$\lambda = 0{,}0160; \quad \xi = 0{,}55.$$

Местные сопротивления состоят из троекратного поворота струи на 180°; принимая радиус поворота $r = 29$ мм $= 0{,}029$ м, находим:

$$\xi' = 2\left[0{,}13 + 0{,}16\left(\frac{0{,}029}{0{,}029}\right)^{3{,}5}\right] = 0{,}58;$$

$$\Sigma\xi' = 3\xi' = 1{,}74;$$

$$l_э = \frac{1{,}74}{0{,}55} = 3{,}16 \text{ м};$$

$$l_i = 4 \cdot 5{,}0 + 3{,}16 = 23{,}26 \text{ м};$$

$$\Delta p'' = \frac{1{,}062 \cdot 23{,}16\,\frac{8{,}17 + 5{,}26}{2}}{1\,000 \cdot 0{,}029}\,39{,}47^2 =$$

$$= 8890 \text{ кг}/\text{м}^2 = 0{,}889 \text{ кг}/\text{см}^2;$$

Участок *BÜ* (фиг. 174)

Оценивая давление пара во второй камере коллектора величиной

$$p_{ü} = 14{,}9 \text{ кг}/\text{см}^2,$$

имеем:

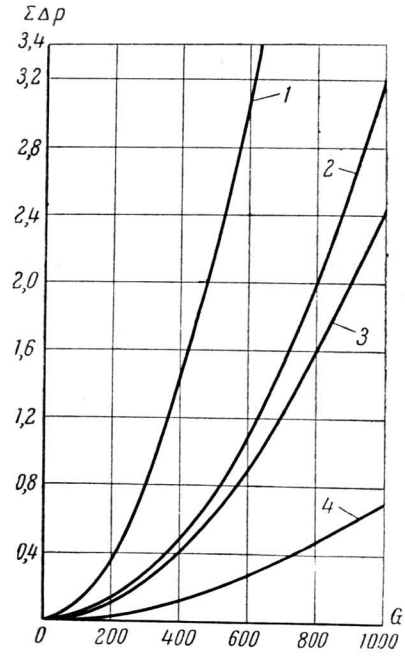
$$v_{ü} = 0{,}1927; \quad \gamma_{ü} = 5{,}19;$$

$$w = \frac{600 \cdot 0{,}1914}{3600 \cdot 0{,}000659} = 48{,}42,$$

$$\lambda = 0{,}0158; \quad \xi = 0{,}54:$$

$$\Sigma\xi' = 0{,}134 + 1{,}0 = 1{,}134;$$

$$l_э = 2{,}09; \quad l_i = 0{,}7 + 2{,}09 = 2{,}79 \text{ м}.$$



Фиг. 175. Потеря давления в пароперегревателях различных систем при $L = 5{,}0$ м, $p_к = 16$ ата, $t_{ü} = 350°$.

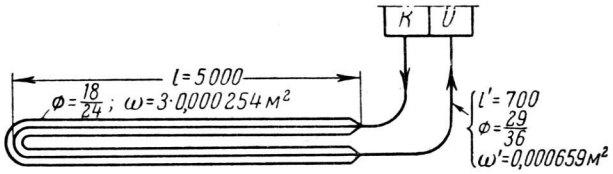
1 — Элеско, $d_{ü} = 24/30$; *2* — Шмидта. $d_{ü} = 29/36$; *3* — Чусова, $d_{ü} = 18/24$; *4* — Чусова, $d_{ü} = 24/30$.

$$\Delta p''' = \frac{1{,}062 \cdot 2 \cdot 79 \cdot 5{,}23}{1\,000 \cdot 0{,}029}\,48{,}42^2 = 1240 \text{ кг}/\text{м}^2 = 0{,}124 \text{ кг}/\text{см}^2.$$

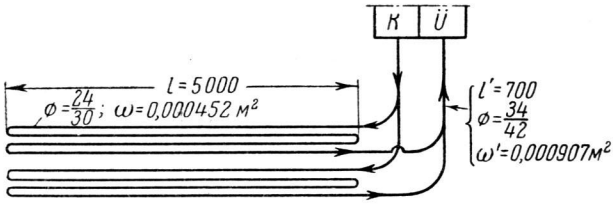
Полная величина потери давления в пароперегревателе:

$$\Sigma\Delta p = 0{,}078 + 0{,}889 + 0{,}124 - 1{,}091 \text{ кг}/\text{см}^2.$$

Подсчитанные таким путем перепады давлений для разных значений расхода пара приведены графически на фиг. 175. Здесь же приведены



Фиг. 176.



Фиг. 177.

перепады давлений для пароперегревателей системы Чусова (с различными диаметрами пароперегревательных трубок) и Элеско. Схемы паровых потоков для двух последних систем даны на фиг. 176 и 177.

Часть третья

ТЯГА ГАЗОВ В ПАРОВОЗНОМ КОТЛЕ

Глава 1

ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Выше уже было указано, что в паровозном котле тяга газов, необходимая для сгорания топлива, создается искусственно при помощи конусно-вытяжного устройства.

В паровозах, работающих по замкнутому циклу с возвратом конденсата выхлопного пара в котел, тяга достигается при помощи вентиляционного устройства, расположенного в дымовой коробке и приводимого в действие вспомогательной паровой турбинкой, смонтированной на одной оси с вентиляторным колесом. Такое дымососное устройство устраняет явление пульсации, характерное для конусной тяги, и создает совершенно равномерную тягу газов в дымоходах котла.

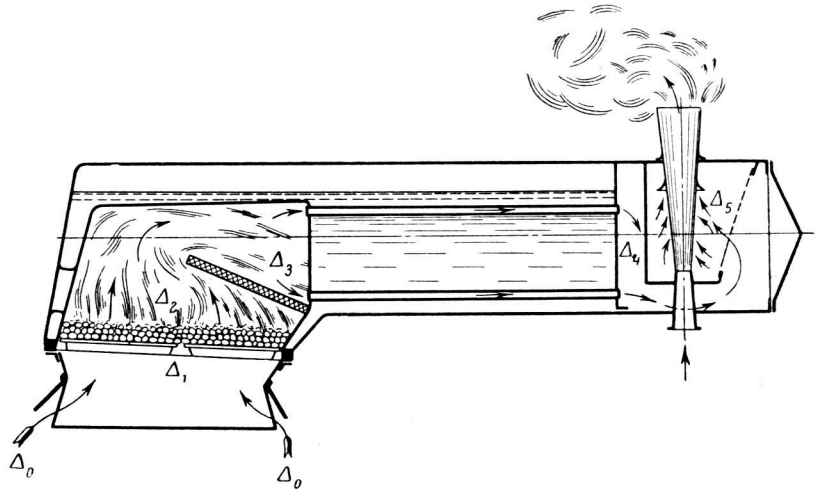
Равномерность тяги в известной степени уменьшает количество механического уноса, но заметных, осязаемых преимуществ по сравнению с пульсирующей тягой не дает. Вообще следует заметить, что хотя вентиляторная тяга имеет несколько более высокий коэффициент полезного действия, по сравнению с конусновытяжной системой, но зато устройство ее обладает гораздо большей сложностью, в связи с чем она требует более квалифицированного ухода и частого ремонта.

На самом деле, вытяжной конус представляет собой деталь, раз навсегда неподвижно установленную, не имеющую движущихся частей и не требующую никакого ухода; вентиляторная же установка, состоящая из турбины и лопастного вентилятора, делающего до 3 500 оборотов в минуту, работает в потоке угольного уноса, т. е. в самых тяжелых условиях. Отсюда — быстрый износ лопаток и подшипников, дисбалансировка колеса, частый ремонт, малая надежность в работе и т. д. Что же касается соображений экономических (к. п. д.), то не надо забывать, что в данном случае роль располагаемой энергии играет энергия отработавшего в машине пара; поэтому повышение к. п. д. вытяжного устройства на 20—30% ведет к повышению энономичности паровоза в целом всего лишь на 1—2%.

В силу высказанных соображений осуществление вентиляторной тяги на паровозах обычного типа (без конденсации выхлопного пара) не полу-

чило большого распространения, и в настоящее время прочно и монопольно установившимся типом вытяжного устройства на паровозах является конусновытяжная система.

На фиг. 178 представлена схема конусной тяги в паровозном котле. Если обозначить через Δ_0, Δ_1, Δ_2, Δ_3, Δ_4 и Δ_5 — разрежения (в мм. вод.ст.)



Фиг. 178.

в атмосфере, в зольнике, под топочным сводом, вблизи огневой решетки, в дымовой коробке при выходе из труб и у струи выхлопного пара, то

газовое сопротивление	зольника	$\Delta_{зл} = \Delta_1 - \Delta_0$
»	» колосниковой решетки и слоя топлива	$\Delta_{сл} = \Delta_2 - \Delta_1$
»	» топки (свода)	$\Delta_{св} = \Delta_3 - \Delta_2$
»	» трубчатой части	$\Delta_{тр} = \Delta_4 - \Delta_3$
»	» дымовой коробки	$\Delta_{дк} = \Delta_5 - \Delta_4$

Полное газо-воздушное сопротивление всей системы котла:

$$\Delta_к = (\Delta_1 - \Delta_0) + (\Delta_2 - \Delta_1) + (\Delta_3 - \Delta_2) + (\Delta_4 - \Delta_3) + (\Delta_5 - \Delta_4) = \\ = \Delta_5 - \Delta_0 = \Delta_5 [1].$$

Это разрежение $\Delta_к$ и должно быть реализовано в дымовой коробке струей выхлопного пара, что и достигается путем подбора соответствующей площади сечения, насадка и других размеров конусной установки.

Уравнение Бернулли, написанное для газового потока, протекающего по системе котла от входа воздуха в зольник до подхода продуктов сго-

[1] Отсчет всех разрежений Δ ведется от уровня атмосферного давления, поэтому $\Delta_0 = 0$.

рания к струе выхлопного пара, имеет следующий вид:

$$\frac{\Delta_к}{\gamma_к} = (1 + \xi)\frac{w_к^2}{2g} - \frac{w_0^2}{2g}, \tag{367}$$

где $w_к$ и $\gamma_к$ — средняя скорость и удельный вес протекающей в пределах системы котла газо-воздушной смеси;

w_0 — скорость воздуха перед поддувалами;

ξ — коэффициент сопротивления;

g — ускорение силы тяжести.

Обозначая $\frac{1+\xi}{2g} = A$ и полагая $w_0 = 0$, имеем:

$$\Delta_к = A \cdot \gamma_к w_к^2 .$$

Разбивая произведение $\gamma_к w_к^2$ в соответствии с последовательными этапами пути газового потока (зольник — слой топлива — свод — трубы — дымовая коробка), можем написать:

$$\Delta_к = A(\gamma_{зл} w_{зл}^2 + \gamma_{сл} w_{сл}^2 + \gamma_{св} w_{св}^2 + \gamma_{тр} w_{тр}^2 + \gamma_{дк} w_{дк}^2). \tag{368}$$

Умножая и деля каждый член внутри скобок на соответствующее ему γ, получим:

$$\Delta_к = A\left(\frac{\gamma_{зл}^2 w_{зл}^2}{\gamma_{зл}} + \frac{\gamma_{сл}^2 w_{сл}^2}{\gamma_{сл}} + \frac{\gamma_{св}^2 w_{св}^2}{\gamma_{св}} + \frac{\gamma_{тр}^2 w_{тр}^2}{\gamma_{тр}} + \frac{\gamma_{дк}^2 w_{дк}^2}{\gamma_{дк}}\right), \tag{369}$$

или, заменяя произведения $\gamma \cdot w$ соответствующими весовыми скоростями U:

$$\Delta_к = A\left(\frac{U_{зл}^2}{\gamma_{зл}} + \frac{U_{сл}^2}{\gamma_{сл}} + \frac{U_{св}^2}{\gamma_{св}} + \frac{U_{тр}^2}{\gamma_{тр}} + \frac{U_{дк}^2}{\gamma_{дк}}\right). \tag{370}$$

Если тип и размеры котла сохраняются неизменными, то при изменении напряжения тяги (за счет изменения форсировки котла или размеров конусного насадка) сопротивления, преодолеваемые газовым потоком на отдельных этапах его пути по дымоходам котла, изменяются в одном и том же отношении[1].

Поэтому можно написать:

$$\left.\begin{aligned} \frac{U_{зл}^2}{\gamma_{зл}} &= \xi \frac{U_{тр}^2}{\gamma_{тр}} \\ \frac{U_{сл}^2}{\gamma_{сл}} &= \xi' \frac{U_{тр}^2}{\gamma_{тр}} \\ \frac{U_{св}^2}{\gamma_{св}} &= \xi'' \frac{U_{тр}^2}{\gamma_{тр}} \\ \frac{U_{дк}^2}{\gamma_{дк}} &= \xi''' \frac{U_{тр}^2}{\gamma_{тр}} \end{aligned}\right\}. \tag{371}$$

[1] Это утверждение совершенно точно для измерения весовых скоростей (U) потока на отдельных участках газового тракта котла; приблизительно (с достаточной для практических целей точностью) оно может быть принято и для средних, абсолютных температур газового потока, т. е. для удельных весов потока γ.

Подставляя эти выражения в предыдущую формулу, получим:

$$\Delta_к = A\,(1 + \xi + \xi' + \xi'' + \xi''')\frac{U_{тр}^2}{\gamma_{тр}} = A'\frac{U_{тр}^2}{\gamma_{тр}}\,. \qquad (372)$$

При экспериментальном изучении явления протекания жидкости (газа, пара) обнаруживаются некоторые отклонения от квадратичной зависимости $\Delta = f(U^2)$, объясняющиеся привходящим влиянием ряда второстепенных, трудно учитываемых факторов. В действительности, показатель степени при величине U оказывается меньше 2. Иными словами, коэффициент A' не является постоянной величиной, а некоторой функцией

$$A' = \frac{C'}{U_{тр}^m}\,.$$

В связи с этой эмпирической поправкой уравнение (372) перепишется следующим образом:

$$\Delta_к = C'\frac{U_{тр}^{2-m}}{\gamma_{тр}}\,. \qquad (373)$$

Замечая, что преобладающее влияние на тепловую работу котла, а также и на величину газового сопротивления оказывают все же размеры топки, а не трубчатой части котла, считаем более правильным выразить $\Delta_к$ в функции параметров топочной части котла $\left(U_{тп} = \frac{G}{R},\ \gamma_{тп}\right)$:

$$\Delta_к = C\frac{U_{тр}^{2-m}}{\gamma_{тп}} = \frac{C}{\gamma_{тп}}\left(\frac{G}{R}\right)^{2-m}, \qquad (374)$$

где $\frac{G}{R}$ — секундный выход газов в кг с 1 м² площади колосниковой решетки.

Если t_e и p_e — температура и давление выхлопного пара перед насадкой (°С, кг/см²), $t_{e'}$ и $p_{e'}$ — те же величины непосредственно после выхлопа пара из отверстия конусного насадка, то по аналогии с изложенным напишется уравнение Бернулли и для потока выхлопного пара от парового цилиндра до дымовой коробки:

$$\frac{\Delta_к}{\gamma_{e'}} = (1 + \xi')\frac{w_{e'}^2}{2g}\,. \qquad (375)$$

$$\Delta_к = \gamma_{e'}(1 + \xi')\frac{w_{e'}^2}{2g} = Б'\gamma_{e'}w_{e'}^2 = Б'\frac{\gamma_{e'}^2 w_{e'}^2}{\gamma_{e'}} = Б'\frac{U_{e'}^2}{\gamma_{e'}}\,. \qquad (376)$$

Так как

$$U_{e'} = U_e,$$

то

$$\Delta_к = Б'\frac{U_e^2}{\gamma_{e'}}\,. \qquad (377)$$

На основании сказанного выше

$$Б' = \frac{Б}{U_e^n};$$

поэтому

$$\Delta_к = Б \frac{U_e^{2-n}}{\gamma_{e'}}. \tag{378}$$

Уравнение (377) дает величину разрежения, реализуемого в дымовой коробке за счет выхлопного эффекта конуса.

Уравнение (374) дает величину разрежения, необходимую и достаточную для преодоления суммарного газового сопротивления котла.

Таким образом, система уравнений (374) и (377) связывает работу котла и машины паровоза через промежуточный фактор $\Delta_к$ в одну стройную систему.

Подставляя в уравнения (374) и (377)

$$U_e = \frac{B_m}{3601 f_к}; \quad G = \frac{(L_0\alpha + 1)\,\mu B_h}{3600}$$

и соединяя знаком равенства правые части этих уравнений, получаем:

$$\frac{C}{\gamma_{тп}} \left[\frac{(L_0\alpha + 1)\,\mu B_h}{3\,600\,R}\right]^{2-m} = \frac{Б}{\gamma_{e'}} \left(\frac{B_m}{3\,600 f_к}\right)^{2-n}.$$

Извлекая из обеих частей уравнения корень степени $(2 - m)$ и определяя величину $(L_0\alpha + 1)$, получим:

$$L_0\alpha + 1 = E \left(\frac{B_m}{f_к}\right)^{\frac{2-n}{2-m}} \left(\frac{\gamma_{тп}}{\gamma_{e'}}\right)^{\frac{1}{2-m}} \frac{R}{\mu B_h}, \tag{379}$$

где

$$E = 3600^{\frac{n-m}{2-m}} \left(\frac{Б}{C}\right)^{\frac{1}{2-m}}.$$

Анализ обширнейшего экспериментального материала по испытанию паровозов серий ФД$_с$[1], ФД[2], ИС, ФД$_ш$[3], Э^м, Э^{км}[4], 2-3-2[5], Э^р, М на различных сортах угля и на угольно-антрацитовых смесях с конусами, снабженными круглым и четырехдырным насадком, дал следующие средние величины показателей степени m и n:

$$m = n = 0{,}35,$$

---

[1] Серийный паровоз ФД.

[2] Первый паровоз ФД.

[3] Паровоз ФД с широкотрубным пароперегревателем Л-40.

[4] Модернизированный паровоз серии Э^м с усиленным пароперегревателем и вертикальнотрубчатым воздухоподогревателем.

[5] Курьерский паровоз постройки Коломенского завода.

т. е.

$$\Delta_к = \frac{C}{\gamma_{тп}}\left(\frac{G}{R}\right)^{1,65}; \tag{380}$$

$$\Delta_к = \frac{B}{\gamma_{e'}}\left(\frac{B_m}{3600\, f_к}\right)^{1,65}; \tag{381}$$

$$L_0\alpha + 1 = E\left(\frac{B_m}{f_к}\right)\left(\frac{\gamma_{тп}}{\gamma_{e'}}\right)^{0,606}\frac{R}{\mu B_h}, \tag{382}$$

где

$$E = \left(\frac{B}{C}\right)^{0,606}.$$

Уравнение (382) можно представить также в несколько ином виде

$$\alpha = E\left(\frac{B_m}{f_к}\right)\left(\frac{\gamma_{тп}}{\gamma_{e'}}\right)^{0,606}\frac{R}{\mu B_h L_0} - \frac{1}{L_0}. \tag{383}$$

Вместо уравнений (380) и (381) на основе того же самого экспериментального материала могут быть даны следующие упрощенные зависимости:

$$\Delta_к = C'\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}; \tag{384}$$

$$\Delta_к = B'\left(\frac{B_m}{3600\, f_к}\right)^{1,7}. \tag{385}$$

$$L_0\alpha + 1 = E'\left(\frac{B_m}{f_к}\right)^{0,895}\frac{R}{\mu B_h}, \tag{386}$$

где

$$E' = 2{,}363\left(\frac{B'}{C'}\right)^{0,526}.$$

Эти последние зависимости хотя и не могут быть обоснованы физически (отсутствием факторов плотности газов и выхлопного пара), но удовлетворяют опытным данным достаточно хорошо и могут быть рекомендованы для ориентировочных практических расчетов, как более простые и удобные.

Следует отметить, что уравнение (383) или (386) связывает факторы горения топлива (B_h, μ, L_0, α, $\gamma_{тп}$) с параметрами струи выхлопного пара (U_e, γ_e), т. е. является уравнением связи парового котла и паровой машины паровоза в единое целое.

На фиг. 179 графически изображены результаты проверки постоянства коэффициента пропорциональности E в уравнениях (380) и (382) для разных паровозов и топлив; пунктиром на графике показана средняя величина E. Как видно, изменение величины E с изменением режима (Y) пренебрежимо мало.

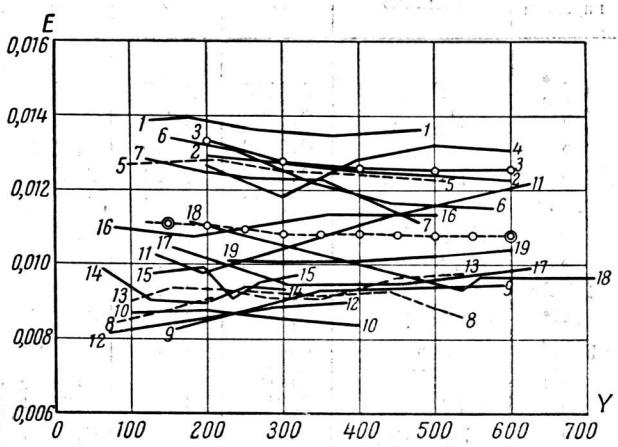
Это доказывает, что выбор степенных показателей в уравнениях (380), (381), а следовательно, и в уравнении (382) произведен в полном соответствии со всей суммой опытных данных.

Проведенная проверка постоянства коэффициента E' также позволяет заключить, что и в уравнениях (384), (385) и (386) выбор степенных показателей сделан правильно.

В табл. 47 приведена сводка средних значений коэффициентов B, C, E, B', C' и E', полученных путем обработки опытных данных.

Резюмируем приведенный материал.

1. Величина коэффициента B колеблется в пределах 0,0130 — 0,0180 (в среднем 0,0160) для круглых насадков конуса и 0,0180 ÷ 0,0220 (в среднем 0,0200) для четырехдырных насадков, работающих с разделением выхлопа из правого и левого паровых цилиндров.



Фиг. 179.

1 — ИС, ПС + Г + АК; *2* — ИС, ПЖ + АРШ; *3* — 2-3-2, Г; *4* — $ФД_С$, $Г_{ряд}$; *5* — $ФД_С$; Г + АМ; *6* — $ФД_С$, Д; *7* — $ФД_С$; Готштб; *8* — $ФД_1$, ПС + Г + АК; *9* — $ФД_1$, Д; *10* — $ФД_1$, ПЖ + АРШ; *11* — $Э^М$, СС; *12* — $Э^Р$, ПЖ + АРШ; *13* — $Э^{КМ}$, СС; *14* — М, ПС; *15* — М, ПС; *16* — СО, ПЖ + АРШ; *17* — $ФД_Ш$, Г; *18* — $ФД_Ш$, Д; *19* — $ФД_Ш$, Г + АМ.

2. Коэффициент C для паровозов угольного отопления изменяется в пределах 25 ÷ 35, возрастая для паровоза $Э^{КМ}$ (газовый воздухонодогреватель) до 45 и для паровоза М (затрудненный подвод воздуха к бокам колосниковой решетки) до 39.

3. Коэффициент B' для паровозов с круглым конусом колеблется от 0,0190 до 0,0250 (в среднем 0,0220); для паровозов с четырехдырными насадками конуса — от 0,0250 до 0,0340 (в среднем 0,0290).

4. Коэффициент C' колеблется от 90 до 140, повышаясь до 175 у паровоза $Э^{КМ}$ и до 167 — у паровоза М.

В заключение настоящей главы рассмотрим уравнения истечения струи и сделаем из них некоторые частные выводы для паровозных конусных устройств.

Выражения для секундного расхода пара D через сопло и для осевой скорости истечения w_e имеют следующий вид:

$$D = \frac{B_m}{3600} = \mu_0 f_к \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_e}{v_e} \left[\left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right] 10\,000}; \qquad (387)$$

$$w_e = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_e v_e \left[1 - \left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right] 10\,000}. \qquad (388)$$

Таблица 47

Серия паровоза	Топливо	*Б*	*С*	*Е*	*Б′*	*С′*	*Е′*
$ФД_С^*$	$Г_{ряд}$	0,0193	26,5	0,01255	0,0340	110,0	0,0336
»	$Г_{отштб}$	0,0193	26,5	0,01255	0,0340	110,0	0,0336
»	Д	0,0220	32,0	0,01211	0,0320	131,0	0,0297
»	Г + АМ	0,0208	29,0	0,01243	0,0280	115,0	0,0296
ИС*	Д	0,0208	25,0	0,01360	0,0270	105,0	0,0305
»	ПЖ + АРШ	0,0220	27,0	0,01342	0,0310	112,0	0,0317
»	ПС+Г+АК	0,0220	24,0	0,01442	0,0320	92,0	0,0357
2-3-2*	Г	0,0182	24,0	0,01285	0,0294	94,0	0,0338
Эм*	СС	0,0156	29,0	0,01044	0,0230	109,1	0,0275
$Э^{км*}$	»	0,0195	45,0	0,00916	0,0274	175,0	0,0235
$ФД_1$	Д	0,0130	33,5	0,00857	0,0190	127,0	0,0229
»	ПЖ+АРШ	0,0143	35,0	0,00883	0,0210	146,0	0,0225
»	ПС + Г + АК	0,0136	32,0	0,00905	0,0190	127,0	0,0229
»	ПЖ+АРШ+БР	0,0140	34,0	0,00888	0,0200	135,0	0,0228
$Э^Р$	ПЖ + АРШ	0,0182	35,0	0,01023	0,0230	142,0	0,0239
»	ПЖ + Т	0,0156	34,0	0,01055	0,0210	125,0	0,0244
М	ПС	0,0182	39,0	0,01044	0,0250	166,5	0,0230
СО	ПЖ + АРШ	0,0182	30,0	0,00891	0,0250	117,5	0,0276
$К^У$	Нефть	0,0182	25,0	0,00797	0,0260	128,5	0,0269
НП	»	0,0182	22,0	0,00738	0,0310	88,0	0,0260

* Звездочкой отмечены паровозы с четырехдырными конусами.

Коэффициент расхода μ_0 для насадка типа Вентури, к каковому типу весьма близки насадки паровозного конуса, практически может быть принят равным единице:

$$\mu_0 \approx 1{,}0.$$

Замечая, что $w_e = U_e v_e = \frac{B_m}{3600 f_к} v_e$, определяем из (387) величину $\frac{B_m}{3600 f_к}$ и подставляем в (388):

$$\mu_0 \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_e}{v_e} \left[\left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right] 10\,000\, v_e} =$$

$$= \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_e v_e \left[1 - \left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right] 10\,000},$$

отсюда

$$\varphi = \mu_0 \sqrt{\frac{\left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{k+1}{k}}}{1 - \left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{k-1}{k}}}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{k+1}{k}}}{1 - \left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}. \qquad (389)$$

Принимая для перегретого пара $k = 1{,}3$, подсчитываем значения φ (коэффициент скорости) для разных p_e (табл. 48).

Таблица 48

p_e . . .	1,012	1,04	1,10	1,20	1,30	1,40	1,60	1,80	2,00
φ	0,998	0,964	0,932	0,870	0,817	0,771	0,707	0,636	0,586

Если величины B_m и t_e являются известными (по непосредственным измерениям в процессе опыта или заданы при проектировании), то из уравнения (387) определяется путем попыток величина противодавления в насадке конуса. Подсчитанные значения p_e прекрасно совпадают с данными опытов, при которых эта величина непосредственно измерялась.

В подтверждение сказанного в табл. 49 приведены непосредственные данные опытных поездок с паровозом серии Э^{М} при двух различных диаметрах отверстия четырехдырного конуса: $d_к = 62{,}6$ и 68,2 мм.

Таблица 49

Паровоз серии Э^{М}

Конус: 4×68,2 мм; $f_к$=0,01460 м²						Конус: 4×62,6 мм; $f_к$=0,01230 м²				
№ опытной поездки	Z_m, кг/м²час	U_e, кг/м² сек	t_e, °C	p_e, ата	$\Delta_к$, мм вод. ст.	№ опытной поездки	Z_m, кг/м²час	U_e, кг/м² сек	t_e, °C	p_e, ата
4	40,8	152,0	147	1,230	120	1	52,5	232,0	187	1,646
5	41,0	152,5	146	1,272	102,5	2	23,7	104,0	137	1,112
6	44,6	165,5	152	1,300	115	3	37,3	164,5	152	1,251
7	48,8	181,0	154	1,382	137,5	4	43,7	192,5	175	1,410
8	25,1	93,0	118	1,076	—	5	18,6	79,8	129	1,064
9	29,4	109,0	135	1,135	50	6	26,1	115,0	135	1,127
10	61,4	227,0	182	1,652	240	7	43,4	191,0	180	1,445
11	37,4	139,0	134	1,200	103	8	59,2	261,0	192	2,035
12	26,5	98,5	135	1,112	45	9	40,9	180,0	159	1,357
13	56,4	209,0	169	1,490	210	10	55,1	243,0	193	1,790
14	36,1	134,0	155	1,163	91	11	55,4	244,0	189	1,645
15	52,0	193,0	175	1,425	166	12	51,4	226,0	172	1,576
16	61,1	227,0	188	1,651	229	13	42,0	185,0	157	1,364
17	39,8	148,8	159	1,245	95	14	34,7	153,0	152	1,207
18	29,1	108,0	126	1,083	—	15	23,8	105,0	132	1,108
19	27,8	103,0	119	1,105	62,5	16	29,3	129,0	146	1,172
20	27,4	101,5	133	1,100	62,5	17	55,3	244,0	191	1,784
21	30,5	113,0	128	1,110	73	18	31,7	139,5	146	1,172
22	15,0	55,7	118	1,033	21	19	28,6	126,0	146	1,166
23	18,9	70,0	122	1,033	28	20	27,8	122,5	139	1,153
26	40,3	150,0	178	1,236	120					
27	51,1	188,5	171	1,380	175					
29	52,7	196,0	184	1,398	160					
30	43,0	159,5	164	1,279	137,5					
34	19,0	70,5	119	1,083	27					
35	18,7	69,5	115	1,067	35					

Величины B_m и t_e измерялись во время опытов непосредственно:

$$Z_m = \frac{B_m}{H_к} = \frac{B_m}{195{,}2};$$

$$U_e = \frac{B_m}{3600 f_к};$$

$$f_к = \frac{\pi}{4} d_к 4.$$

Значения p_e, приведенные в табл. 49, получены непосредственным измерением при помощи трубки Пито, введенной внутрь конусного насадка.

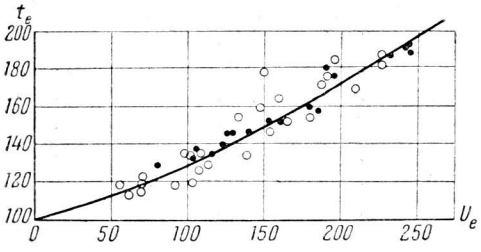
На фиг. 180 представлен по опытным данным с паровозом серии Э^м закон изменения

$$t_e = f(U_e).$$

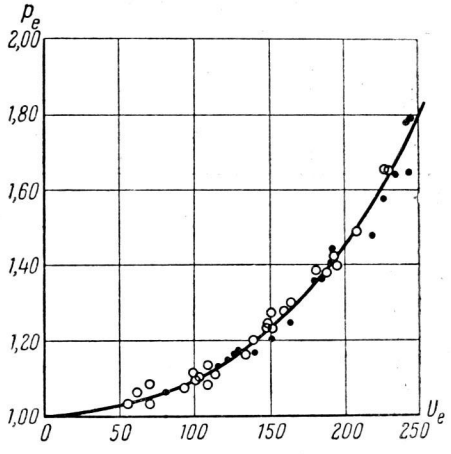
На графике белыми кружками нанесены опытные данные, полученные с конусом диаметром 68,2 мм, и черными — диаметром 62,6 мм.

На фиг. 181 по опытам с тем же паровозом нанесены в функции от U_e значения p_e.

В табл. 50 приведены результаты подсчетов величин p_e по формуле



Фиг. 180.



Фиг. 181.

(387) для $U_e = 50$; 100; 150; 200 и 250 кг/м² сек, причем величины t_e брались для соответствующих U_e по кривой фиг. 180, а удельные объемы пара принимались по диаграмме $I - S$.

Таблица 50

U_e	кг/м² сек	50	100	150	20	250
t_e	°C	112	129	150	172	198
p_e	ата	1,022	1,096	1,234	1,455	1,793

Подсчитанные таким путем величины p_e изображены в виде кривой на фиг. 181.

Как видим, кривая совершенно точно соответствует нанесенным ранее опытным точкам.

Такое совпадение является доказательством справедливости сделанного выше предположения, что $\mu_0 = 1{,}0$.

Итак, величина p_e противодавления в головке конусного насадка может быть совершенно надежно определена из уравнения (387).

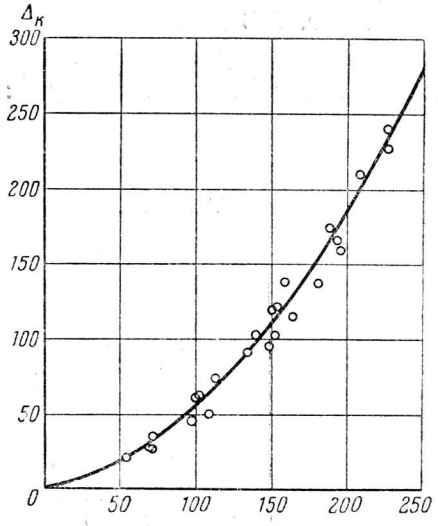
Если в этом уравнении неизвестна температура t_e, то ее можно ориентировочно брать по формуле

$$t_e = t_{\ddot{u}} - 200°^{1},$$

где $t_{\ddot{u}}$ — температура перегретого пара в коллекторе пароперегревателя.

По данным табл. 49 на фиг. 182 нанесены величины $\Delta_к$ в функции от U_e; здесь же нанесена кривая по уравнению

$$\Delta_к = 0{,}0230\, U_e^{1,7},$$



Фиг. 182.

которая, как видим, наилучшим образом удовлетворяет расположению опытных точек.

Это является частной иллюстрацией правильности назначения показателя степени в формуле (385).

Глава II

ГАЗОВОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КОТЛА

При расчете размеров конусновытяжной установки вновь строящегося паровоза газовое сопротивление котла неизвестно и его необходимо предварительно оценить.

Выше мы установили, что суммарное гидродинамическое сопротивление газо-воздушного тракта паровозного котла выражается наиболее точно формулой (384). На этом основании мы имеем право ожидать, что и выражения для отдельных слагаемых, т. е. для сопротивлений зольника, слоя, свода, трубчатой части и дымовой коробки, будут иметь аналогичный вид:

$$\Delta_x = a_x \frac{U_x^p}{\gamma_x},$$

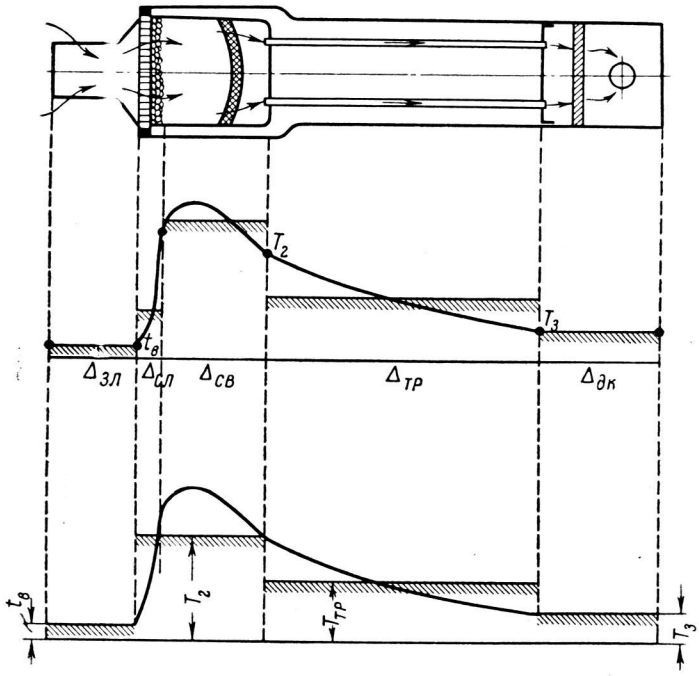
где значения коэффициентов a_x и показателя p определяются опытным путем, а удельные веса газового потока подсчитываются по формуле

$$\gamma_x = \frac{10\,330}{29{,}27\,(T_x + 273)};$$

[1] Но, независимо от $t_{\ddot{u}}$, величина t_e всегда больше 100°.

T_x — средняя температура газового потока в пределах выделенного участка пути газов.

На фиг. 183 дана схематическая картина измерения температур потока воздуха и продуктов сгорания в паровозном котле. Во время опытов измеряются обычно температуры: $t_в$, T_2 и T_3.



Фиг. 183.

По температурам T_2 и T_3 легко подсчитывается средняя температура газов в пределах трубчатой части котла:

$$T_{тр} = \frac{T_2 - T_3}{2{,}3 \lg \frac{T_2 - t_к}{T_3 - t_к}} + t_к. \qquad (390)$$

Подсчет средних температур газов в пределах колосниковой решетки, слоя топлива и топочного пространства сопряжен с построением сложных температурных графиков и без специальных измерений температуры слоя может быть выполнен лишь грубо приближенно.

Учитывая это обстоятельство, в дальнейшем вместо реальной схемы средних температур газов на отдельных этапах газового тракта (фиг. 183, средняя часть) принимаем условную «методическую» схему, изображенную на фиг. 183 внизу, т. е. среднюю температуру газов в пределах колосниковой решетки, слоя и топочного пространства принимаем условно равной температуре T_2 в конце топки.

Замечая, что проходные площади для газо-воздушного потока в зольнике, колосниковой решетке, слое, топочном пространстве и в дымовой коробке примерно пропорциональны площади колосниковой решетки, в дальнейшем весовые скорости U_x относим к площади колосниковой решетки на всех этапах газо-воздушного тракта, кроме трубчатой части котла, где проходная площадь имеет совершенно определенную величину — ω.

После этих замечаний, выражения для весовых скоростей U_x и удельных весов газов γ_x напишутся следующим образом:

$$U_{зл} = \frac{L_0 \alpha \mu B_h}{3600 R} = \frac{G_в}{R};$$

$$U_{сл} = U_{св} = U_{тп} = \frac{(L_0 \alpha + 1) \mu B_h}{3600 R} = \frac{G}{R};$$

$$U_{тр} = \frac{(L_0 \alpha + 1) \mu B_h}{3600 \cdot \omega};$$

$$U_{дк} = \frac{(L_0 \alpha + 1) \mu B_h}{3600 R};$$

$$\gamma_{зл} = \frac{10\,330}{29{,}27 \cdot 273} = 1{,}295 = \text{const}^1,$$

$$\gamma_{сл} = \gamma_{св} = \gamma_{тп} = \frac{10\,330}{29{,}27 (T_2 + 273)};$$

$$\gamma_{тр} = \frac{10\,330}{29{,}27 (T_{тр} + 273)};$$

$$\gamma_{дк} = \frac{10\,330}{29{,}27 (T_2 + 273)}.$$

Результаты анализа обширного опытного материала по испытанию различных серий паровозов на разных сортах топлива приведены в сводной табл. 51.

На основе этих данных приходим к следующим выводам.

1. Сопротивление входа в зольник может быть выражено для всех паровозов формулой

$$\Delta_{зл} = a \left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}, \tag{391}$$

где $a = 6 - 8$ для зольника с боковыми клапанами, расположенными с обеих сторон топочной рамы, во всю ее длину;

$a = 15$ до 20 для зольника старого типа.

2. Сопротивление колосниковой решетки и слоя

$$\Delta_{сл} = \frac{b}{\gamma_{тп}} \left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}, \tag{392}$$

[1] Температура наружного воздуха принята $t_в = 0°$

где $b = 3—5{,}5$ для стокерного отопления углями Г, Д, а также смесями ПЖ и ПС (или им подобных углей) с антрацитами и тощими углями, но без участия в смеси неспекающейся или слабо спекающейся мелочи (АРШ, БР и т. п.);

$b = 5{,}5—7$ — при участии в смеси АРШ, БР и т. п. при стокерном отоплении;

$b = 8—12$ — различные смеси углей с антрацитами при ручном отоплении.

3. Сопротивление огневой коробки (свода)

$$\Delta_{св} = \frac{c}{\gamma_{тп}} \left(\frac{G}{R}\right)^{1,65}. \tag{393}$$

c колеблется от 2,5 до 5,0; при нормальном для угольной топки кирпичном своде, перекрывающем около 50% длины колосниковой решетки, рекомендуется брать $c = 3{,}5$.

4. Сопротивление трубчатой части котла

$$\Delta_{тр} = \frac{\delta}{\gamma_{тр}} \cdot \frac{l}{r^{1,27}} \cdot \left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,65}, \tag{394}$$

где l — длина труб, м:

r — средний гидравлический радиус труб, мм;

δ — колеблется от 1,0 до 3,0.

Такой широкий диапазон изменения коэффициента δ объясняется главным образом различным состоянием внутренней поверхности труб (чистые, загрязненные).

В среднем для паровозов угольного отопления $\delta = 1{,}64$, для паровозов нефтяного отопления $\delta = 1{,}94$. Меньшее значение коффициента δ для угольных паровозов может быть отчасти объяснено тем, что на угольном отоплении твердые частицы механического уноса, пролетая по трубам, способствуют очистке их внутренней поверхности от налета сажи. Здесь полезно вспомнить о том приеме, который любят применять паровозные бригады на нефтяных паровозах: во время хода по затяжному подъему при форсированной работе котла подбрасывают в топку несколько лопат песка для прочистки труб от обильно отлагающейся в них сажи; такое мероприятие хотя и вызывает несколько повышенный износ (истирание) стенок труб, но, несомненно, ведет к улучшению тяги и парообразования в самые напряженные моменты работы котла.

5. Сопротивление дымовой коробки

$$\Delta_{дк} = \frac{e}{\gamma_{дк}} \left(\frac{G}{R}\right)^{1,65}. \tag{395}$$

e колеблется для разных паровозов от 2,0 до 7,2. Столь широкие пределы колебаний величины e объясняются крайним разнообразием типов и расположения искроудержательных приспособлений и других деталей дымовых коробок.

Таблица 51

Серия паровоза	Топливо	$\Delta_{зл}$	$\Delta_{сл}\,\gamma_{тп}$	$\Delta_{св}\,\Delta_{тп}$	$\Delta_{тр}\,\gamma_{тр}$	$\Delta_{дк}\,\gamma_{дк}$	$\Delta_{к}\,\gamma_{тп}$
Э^{Р}	ПЖ + АРШ	$15{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$11{,}5\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$4{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}560\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	$7{,}2\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$35{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$
	ПЖ + Т	$15{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$8{,}5\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$4{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}638\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	$7{,}2\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$34{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$
СО	ПЖ + АРШ	$7{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$10{,}6\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$3{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}447\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	$5{,}3\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$30{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$
Э^{КМ}	СС	$13{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$8{,}2\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$3{,}6\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}468\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	—	$45{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$
Э^{М}	СС	$15{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$8{,}3\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$3{,}4\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}510\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	$3{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$29{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$
ФД$_{с}$	Д	$8{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$5{,}4\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$5{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}459\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	$4{,}8\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$32{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$
	Г	$8{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$3{,}1\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$4{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}414\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	$4{,}8\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$26{,}5\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$
	Г + АМ	$8{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$6{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$5{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}470\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	$4{,}8\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$29{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$
ФД$_{Ш}$	Д	$7{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$5{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$4{,}5\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}526\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	—	—
	Г	$7{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$4{,}5\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$4{,}5\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}526\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	—	—
	Г + АМ	$7{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$4{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$4{,}5\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}470\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	—	—

Таблица 51 (окончание)

Серия паровоза	Топливо	$\Delta_{зл}$	$\Delta_{сл}\,\gamma_{тп}$	$\Delta_{св}\,\gamma_{тп}$	$\Delta_{тр}\,\gamma_{тр}$	$\Delta_{дк}\,\gamma_{дк}$	$\Delta_{к}\,\gamma_{тп}$
ИС	Д	$6{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$3{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$3{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}515\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	$7{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$25{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$
	ПС + Г + АК	$6{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$4{,}1\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$3{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}380\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	$7{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$24{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$
	ПЖ + АРШ	$6{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$5{,}7\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$3{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}425\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	$7{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$27{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$
2-3-2	Г	$7{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$6{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$3{,}5\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}403\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	$2{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$24{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$
М	ПС	$14{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$12{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$4{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$0{,}662\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	$5{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$39{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$
$Е^{Ф}_{П}$	ПЖ + АРШ	$5{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}65}$	$12{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	$2{,}5\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}65}$	—	—	—
$Н^{В}$	Нефть	—	—	—	$0{,}308\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	—	—
С	»	—	—	—	$0{,}392\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}65}$	—	—

Таблица 52

Серия паровоза	Топливо	$\Delta_{зл}$	$\Delta_{сл}$	$\Delta_{св}$	$\Delta_{тр}$	$\Delta_{дк}$	$\Delta_{к}$
$Э^{Р}$	ПЖ + АРШ	$15{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}9}$	$40{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$	$20{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$	$0{,}865\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}9}$	$13{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$	$142{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$
	ПЖ + Т	$15{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}9}$	$26{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$	$12{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$	$0{,}943\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}9}$	$13{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$	$125{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$
СО	ПЖ + АРШ	$7{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1{,}9}$	$32{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$	$15{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$	$0{,}542\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}9}$	$5{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$	$117{,}5\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$
$Э^{КМ}$	СС	—	$36{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$	$16{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$	$0{,}734\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1{,}9}$	—	$175{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1{,}9}$

Таблица 52 (окончание)

Серия паровоза	Топливо	$\Delta_{ал}$	$\Delta_{сл}$	$\Delta_{св}$	$\Delta_{тр}$	$\Delta_{дк}$	$\Delta_{к}$
Э^{м}	СС	$14{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,9}$	$36{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$9{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$0{,}780\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}$	$7{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$109{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$
ФД$_{с}$	Д	$8{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,9}$	$18{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$28{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$0{,}668\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}$	$10{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$131{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$
	Г	$8{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,9}$	$13{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$18{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$0{,}561\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}$	$10{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$110{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$
	Г + АМ	$8{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,9}$	$28{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$18{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$0{,}641\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}$	$10{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$115{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$
ФД$_{Ш}$	Г	$7{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,9}$	$24{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$20{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$0{,}864\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}$	$60{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$170{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$
	Д	$7{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,9}$	$24{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$20{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$0{,}772\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}$	$56{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$170{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$
ФД$_{Ш}$	Г + АМ	$7{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,9}$	$16{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$20{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$0{,}690\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}$	$50{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$155{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$
ИС	Д	$6{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,9}$	$10{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$11{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$0{,}668\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}$	$10{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$105{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$
	ПС + Г + АК	$6{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,9}$	$16{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$11{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$0{,}494\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}$	$10{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$92{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$
	ПЖ + АРШ	$6{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,9}$	$18{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$14{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$0{,}601\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}$	$10{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$112{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$
М	ПС	$16{,}0\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,9}$	$62{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$15{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$1{,}135\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}$	$10{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$166{,}5\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$
Е$^{Ф}_{П}$	ПЖ + АРШ	$5{,}2\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,9}$	$50{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	$11{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$	—	—	$115{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$
Н^{В}	»	—	—	—	$0{,}614\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}$	—	$100{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$
К^{У}	»	—	—	—	$1{,}015\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}$	—	$128{,}5\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$
С	»	—	—	—	$0{,}668\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}$	—	$65{,}0\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}$

Суммируя выражения (391)—(395), получаем эмпирическую формулу для полного газового сопротивления котла:

$$\Delta_k = a\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,65} + \frac{b+c}{\gamma_{тп}}\left(\frac{G}{R}\right)^{1,65} + \frac{\delta\frac{l}{r^{1,27}}}{\gamma_{тр}}\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,65} + \frac{e}{\gamma_{дк}}\left(\frac{G}{R}\right)^{1,65} \quad (396)$$

или

$$\Delta_к = \left(0{,}85\,a + \frac{b+c}{\gamma_{тп}} + \frac{e}{\gamma_{дк}}\right)\left(\frac{G}{R}\right)^{1,65} + \frac{\delta\frac{l}{r^{1,27}}}{\gamma_{тр}}\left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,65}. \quad (397)$$

Кладя в основу обработки опытных данных упрощенную схему зависимости гидродинамических сопротивлений от весовых скоростей потока, имеющую вид

$$\Delta = aU^q,$$

аналогичный выражению (384) суммарного сопротивления всего газовоздушного тракта котла, получим результаты, представленные в сводной табл. 52.

Обобщение данных табл. 52 приводит нас к следующим упрощенным выражениям отдельных гидродинамических сопротивлений.

1. Сопротивление входа в зольник

$$\Delta_{зл} = a'\left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,9}, \quad (398)$$

где $a' = 6 - 8$ для зольника с боковыми клапанами, расположенными во всю длину топочной рамы;

$a' = 10 - 15$ для зольника старого типа.

2. Сопротивление колосниковой решетки и слоя

$$\Delta_{сл} = b'\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}; \quad (399)$$

$b' = 10—20$ для углей Г и Д при стокерном отоплении;

$b' = 15—25$ для смесей ПЖ и ПС с антрацитами и тощими углями, но без участия в смеси неспекающейся или слабоспекающейся мелочи (АРШ, БР и т. п.) при стокерном отоплении;

$b' = 20—35$ — то же, но при участии в смеси АРШ, БР или им подобных;

$b' = 30—50$ — для смеси каменных углей с антрацитами при ручном отоплении.

3. Сопротивление огневой коробки (свода)

$$\Delta_{св} = c'\left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}, \quad (400)$$

где c' колеблется от 10 до 20; для нормального типа кирпичного свода в угольной топке $c' = 15$.

4. Сопротивление трубчатой части котла

$$\Delta_{тр} = \delta' \frac{l}{r^{1,27}} \left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}, \tag{401}$$

где δ' колеблется от 1,6 до 4,8 в зависимости от состояния внутренней поверхности трубок;

для паровозов угольного отопления в среднем $\delta' = 2,5$;

для паровозов нефтяного отопления $\delta' = 3,5$.

5. Сопротивление дымовой коробки

$$\Delta_{дк} = e' \left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}, \tag{402}$$

где e' колеблется от 5 до 13; в среднем при расчетах можно брать $e' = 10,0$.

Суммарное газовое сопротивление котла

$$\Delta_к = a' \left(\frac{G_в}{R}\right)^{1,9} + (b' + c' + e') \left(\frac{G}{R}\right)^{1,9} + \delta' \frac{l}{r^{1,27}} \left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9} \tag{403}$$

или

$$\Delta_к = (0,85\, a' + b' + c' + e') \left(\frac{G}{R}\right)^{1,9} + \delta' \frac{l}{r^{1,27}} \left(\frac{G}{\omega}\right)^{1,9}. \tag{404}$$

Достаточно близкие к истине результаты дает также фурмула

$$\Delta_к = \left(196 - 862 \frac{\omega}{R}\right) \left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}. \tag{405}$$

Само собой разумеется, что если в систему газо-воздушного тракта котла включен дополнительно какой-либо агрегат, выходящий из рамок нормальной схемы паровозного котла (например газовый водо- или воздухоподогреватель), то его гидродинамическое сопротивление должно быть учтено отдельно.

Глава III

МОЩНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ КОНУСНОЙ УСТАНОВКИ

Полезная мощность струи выхлопного пара, затрачиваемая на выталкивание газов, заполняющих дымовую коробку, и создающая таким путем внутри дымовой коробки разрежение, необходимое для отсоса новых порций газов через трубы и подвода воздуха к топливу, определяется, как произведение секундной весовой порции продуктов сгорания на величину преодолеваемого напора:

$$N_m = \frac{(L_0 \alpha + 1)\, \mu B_h}{3600} \frac{\Delta_к}{1000} \frac{1000}{\gamma_{дк}}.$$

Здесь $\frac{\Delta_к}{1000}$ — разрежение в дымовой коробке вблизи струи выхлопного пара в метрах водяного столба; $\frac{1000}{\gamma_{дк}}$ — отношение удельных весов воды

и дымовых газов;

$$N_m = \frac{(L_0\alpha+1)\mu B_h}{3600}\frac{\Delta_к}{\gamma_{дк}} = G\frac{\Delta_к}{\gamma_{дк}}. \qquad (406)$$

Располагаемая мощность струи перед конусным насадком есть произведение секундного весового расхода пара на величину динамического напора:

$$N_e = \frac{B_m}{3600}\frac{w_e^2}{2g};$$

обозначая $\frac{B_m}{3600}$ через D и определяя w_e^2 из (388), имеем:

$$N_e = D\frac{\varphi^2 2g\frac{k}{k-1}p_e v_e\left[1-\left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]10\,000}{2g} =$$

$$= D\varphi^2\frac{k}{k-1}p_e v_e\left[1-\left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]10\,000;$$

подставляя φ из (389):

$$N_e = D\frac{k}{k-1}p_e v_e\left[\left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]10\,000. \qquad (407)$$

После этого находим к. п. д. конусной установки:

$$\eta_e = \frac{N_m}{N_e} = \frac{(L_0\alpha+1)\mu B_h}{B_m}\frac{\frac{\Delta_к}{\gamma_{дк}}}{\frac{k}{k-1}p_e v_e\left[\left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]10\,000} =$$

$$= \frac{\frac{G}{D}\frac{\Delta_к}{\gamma_{дк}}}{\frac{k}{k-1}p_e v_e\left[\left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]10\,000} =$$

$$= \frac{G}{D}\frac{\gamma_e}{\gamma_{дк}}\frac{\Delta_k}{\frac{k}{k-1}p_e\left[\left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{1}{p_e}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]10\,000}. \qquad (408)$$

Здесь необходимо отметить, что в качестве критерия для оценки работы конусной установки принято обычно брать величину разрежения $\Delta_к$ в дымовой коробке, создаваемого при противодавлении p_e в головке конуса.

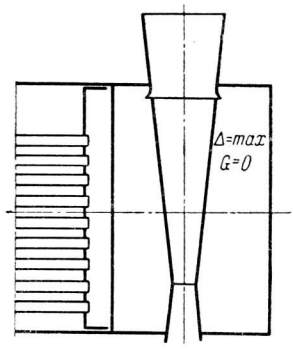
Абсурдность такой оценки ясна из рассмотрения фиг. 184, 185 и 186.

На фиг. 184 дымовая коробка отделена от котла глухой стенкой; струя выхлопного пара изолирует ее и от атмосферы: при этих условиях в дымовой коробке быстро установится минимальное давление, прибли-

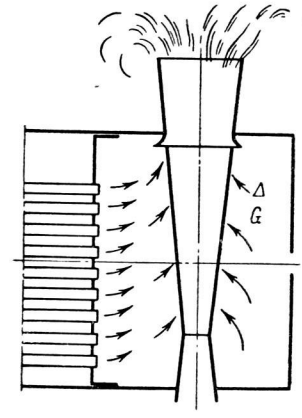
жающееся к нулю, т. е. разрежение Δ достигнет максимальной величины. В то же время количество выталкиваемых газов будет, очевидно, равно нулю.

На фиг. 185 изображен нормальный режим работы конусной установки.

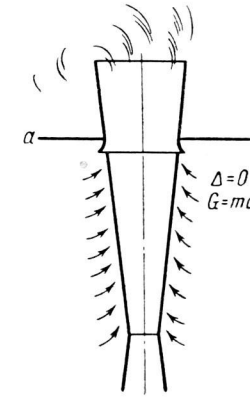
На фиг. 186 показан тот случай, когда струя пара выталкивает газы (или воздух) через отверстие в стенке *аб*, причем давление среды по обе стороны стенки *аб* одинаково и $\Delta=0$; расход G будет при этом наибольшим.



Фиг. 184.



Фиг. 185.



Фиг. 186.

Итак, одна и та же струя пара (с одинаковыми p_e и t_e), вылетая из одного и того же конического насадка, может создавать любую величину разрежения Δ в зависимости от сопротивления той системы, через которую происходит подсос газов к струе.

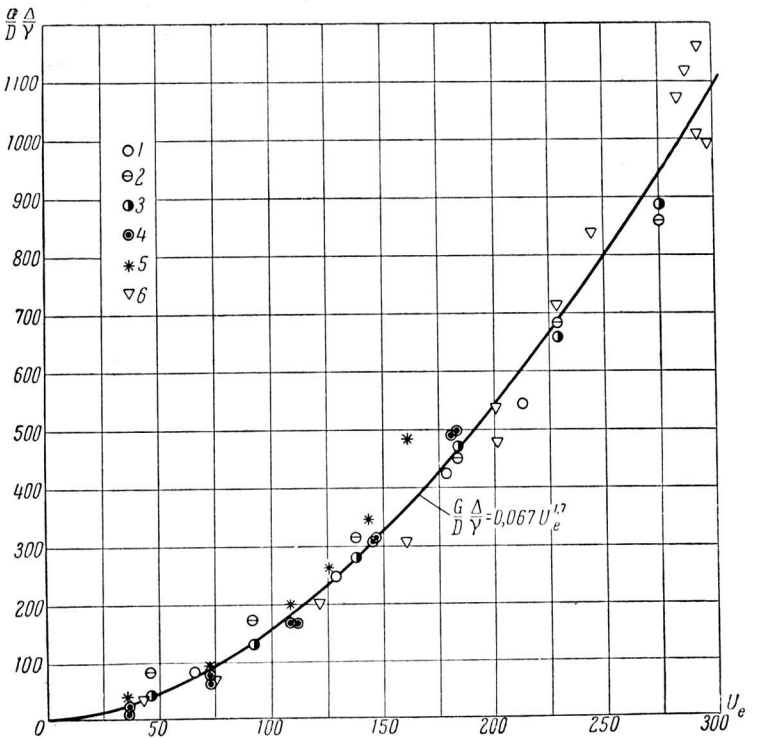
Поэтому единственным правильным критерием оценки работы конусной установки является величина производимой ею полезной работы выталкивания газов, т. е. величина N_m. Для сравнения же между собой работы струи при разных расходах пара критерием является удельная полезная мощность струи, т. е. работа выталкивания, производимая 1 кг выхлопного пара:

$$n_m = \frac{N_m}{D} = \frac{G}{D}\frac{\Delta_к}{\gamma_{дк}} (кгм/сек) : кг. \qquad (409)$$

Характеристика

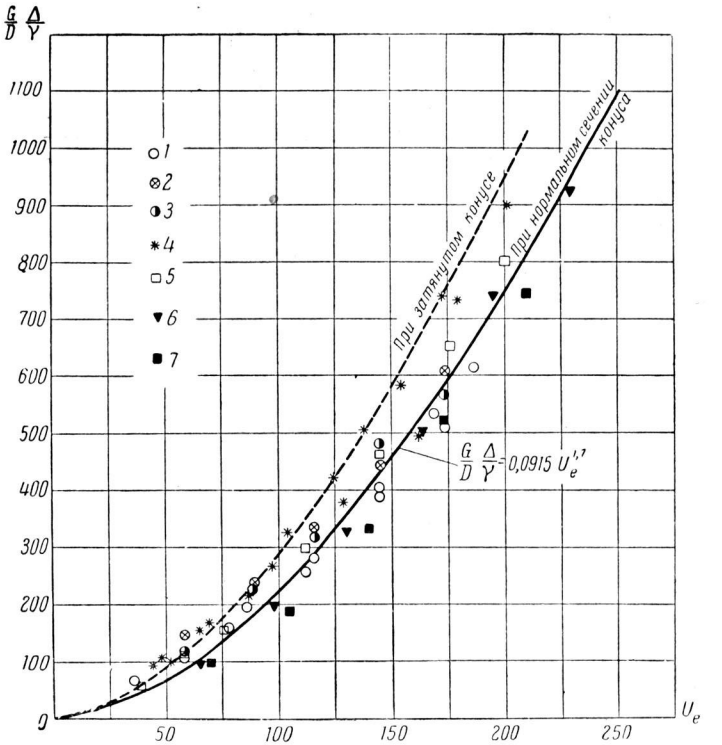
$$\Delta_к = f(p_e)$$

является критерием для сравнения работы двух конусных устройств только в том частном случае, если оба типа устройств испытываются на одном и том же паровозе при совершенно одинаковой величине газового сопротивления котла [одинаковые коэффициенты C в уравнении (380) и C' — в уравнении (384)].



Фиг. 187. Зависимость полезной работы тяги от весовой скорости выхлопного пара для паровозов с конусами круглого сечения:

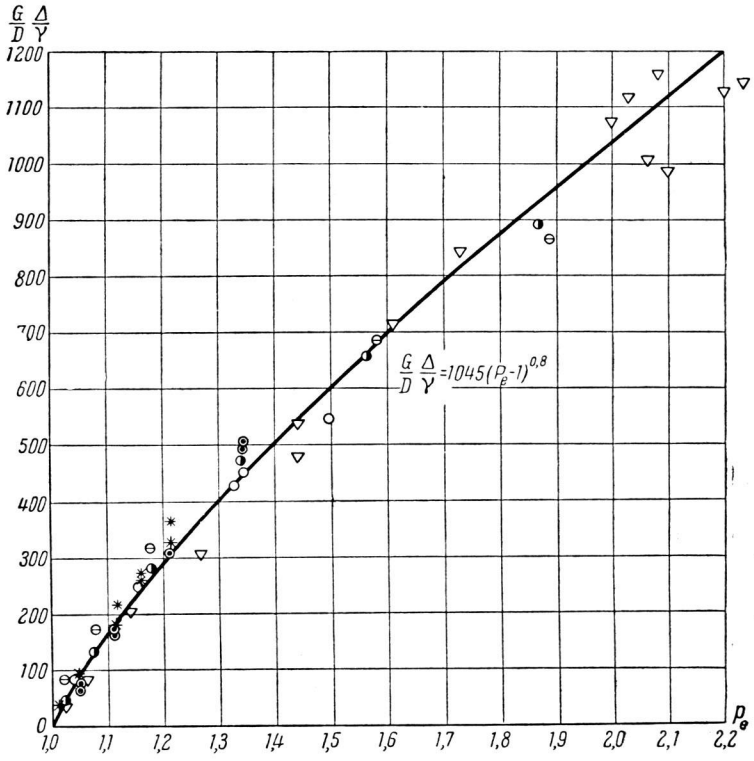
1 — ФД$_1$, ПЖ + АРШ; *2* — ФД$_1$, ПС + Г + АК; *3* — ФД$_1$, Д; *4* — Э^{Р}; *5* — М; *6* — К-4-S.



Фиг. 188. Зависимость полезной работы тяги от весовой скорости выхлопного пара для паровозов с четырехдырными конусами раздельного выхлопа:

1 — ФД$_С$, Г; *2* — ФД$_С$, Д; *3* — ФД$_С$, Г + АМ; *4* — ИС, ПЖ + АРШ; ИС, ПС + Г + АК; *5* — 2-3-2, Г; *6* — Э^{КМ}, СС; *7* — Э^{М}, СС.

На фиг. 187 и 188 даны зависимости удельной полезной работы тяги $G\frac{\Delta_к}{\gamma_{дк}} : D$ от весовой скорости выхлопа U_e для двух групп паровозов: а) с обычного типа конусными насадками круглого сечения и б) с конусными насадками, состоящими из четырех круглых отверстий, причем



Фиг. 189. Зависимость полезной работы тяги от давления выхлопного пара для паровозов с конусами круглого сечения

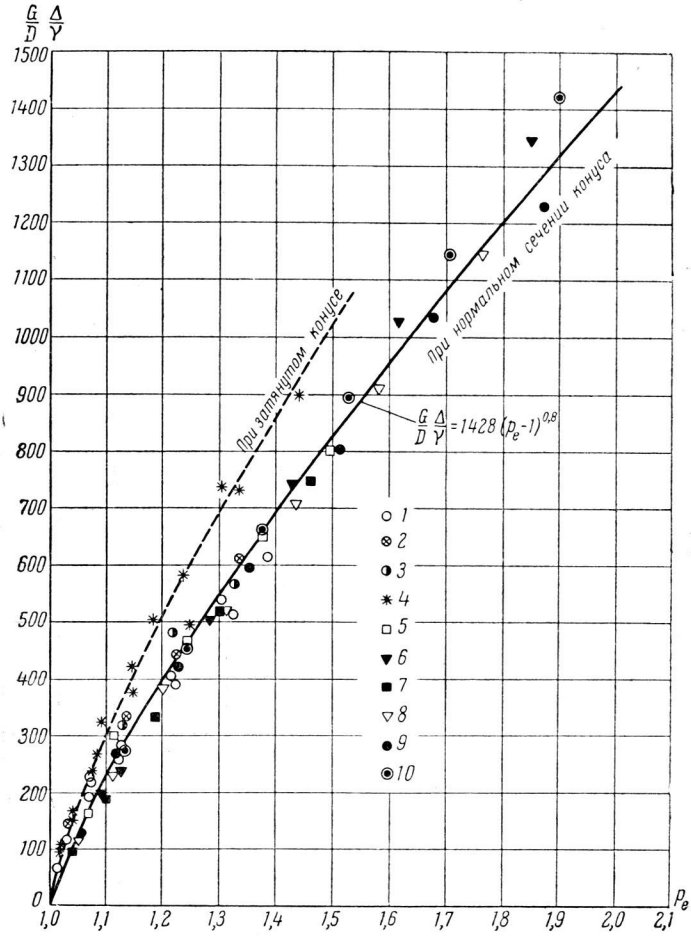
(условные обозначения см. на фиг. 187).

в два из них происходит выхлоп пара из правого парового цилиндра, а в два другие — из левого.

На фиг. 189 и 190 представлены зависимости $\frac{G}{D}\frac{\Delta}{\gamma}$ от напорного давления p_e в головке конуса, т. е. от давления выхлопного пара перед выходом его из конусного насадка в дымовую коробку.

Приведенные зависимости показывают, что для данного типа конусного насадка величина n_m удельной полезной мощности конусной установки является функцией U_e, т. е. форсировки; остальные параметры (высота установки конуса, высота дымовой трубы и т. д.) оказывают на работу конусной установки значительно меньшее влияние, по крайней мере в рамках сравнительно узкого диапазона колебаний этих параметров в паровозных вытяжных устройствах.

Зависимости $n_m = f(p_e)$, изображенные на фиг. 189 и 190, являются производными от зависимости вида $n_m = f(U_e)$, поскольку величины U_e и p_e связаны между собой уравнением истечения (387).



Фиг. 190. Зависимость полезной работы тяги от давления выхлопного пара для паровозов с четырехдырными конусами раздельного выхлопа:

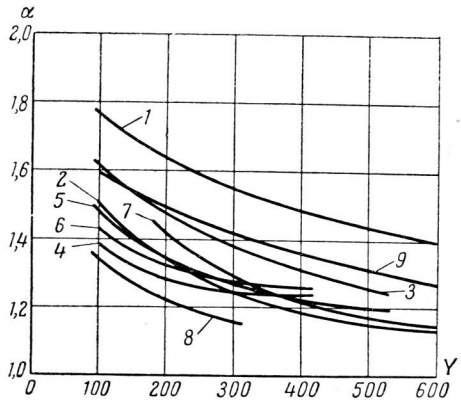
1 — $ФД_С$, Г; *2* — $ФД_С$, Д; *3* — $ФД_С$, Г + АМ; *4* — ИС, ПЖ + АРШ; ИС, ПС + Г + АК, ИС, Д; *5* — 2 - 3 - 2, Г; *6* — $Э^{КМ}$, СС; *7* — $Э^{М}$, СС; *8* — $ФД_Ш$ Г; *9* — $ФД_Ш$ Д; *10* — $ФД_Ш$, Г + АМ.

Однако мы видим, что из группы паровозов, снабженных четырехдырным конусом с раздельным выхлопом пара из каждого цилиндра, резко выделяется паровоз серии ИС, для которого при том же U_e (или p_e) получены значительно бо́льшие значения n_m (фиг. 188 и 190). Для объяснения этого обстоятельства обратимся к фиг. 191, на которой представлены зависимости

$$\alpha = f(Y),$$

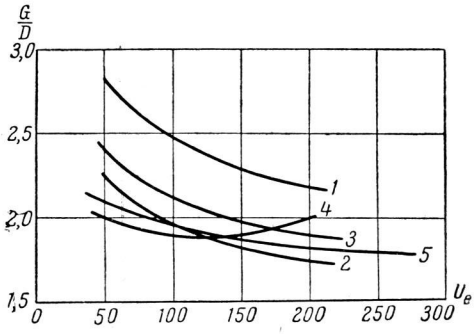
полученные при испытании различных серий паровозов с круглыми и четырехдырными конусами на угольном отоплении.

Оказывается, что при опытах паровоз серии ИС работал ненормально с большими коэффициентами избытка воздуха, благодаря слишком малой площади выхлопного сечения конусных насадков[1]. Вследствие этого и величина отношения $\frac{G}{D}$ у этого паровоза оказалась значительно большей (при одинаковых U_e), чем у группы других паровозов, испытывавшихся с четырехдырными конусами на угольном отоплении (фиг. 192).



Фиг. 191.

1 — ИС; *2* — $ФД_С$; *3* — 2-3-2; *4* — $Э^М$; *5* — $Э^{КМ}$; *6* — $Э^Р$; *7* — $ФД_Ш$; *8* — М; *9* — $ФД_1$.



Фиг. 192. Величина отношения $\frac{G}{D}$ для паровозов с четырехдырными конусами при угольном отоплении:

1 — ИС; *2* — $ФД_С$; *3* — 2-3-2; *4* — $Э^М$; *5* — $Э^{КМ}$.

Таким образом, слишком высокие значения удельной полезной мощности конусной установки паровоза серии ИС, полученные при испытании, мы склонны объяснять ненормально большой величиной отношения $\frac{G}{D}$, вызванной излишней затяжкой (уменьшением выхлопного сечения) конуса. Подтверждением правильности такого толкования служит фиг. 193, где изображены результаты экспериментального анализа работы конусных установок, проведенного в лаборатории Московского электромеханического института инженеров транспорта под моим общим руководством.

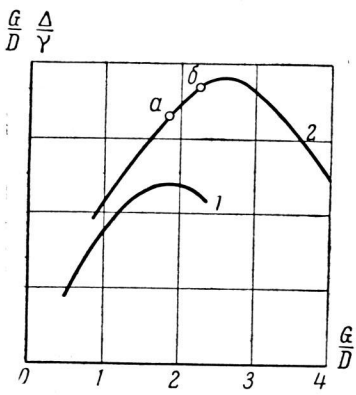
Опыты производились с действующей моделью конусной установки паровоза серии ФД (или ИС), выполненной в $^1/_4$ натуральной величины, при соблюдении постоянства величины U_e.

Фиг. 193 показывает, что полезная удельная мощность конусной установки зависит, кроме U_e, также и от величины $\frac{G}{D}$. При расчетной

[1] В то время, как паровоз серии $ФД_С$ проходил испытания с диаметром насадка четырехдырного конуса 95 мм, на паровозе ИС, при совершенно одинаковом с $ФД_С$ котлом и близких по качеству углях, был установлен конус с диаметром отверстия 87 мм, т. е. с площадью сечения, на 16% меньшей.

поездной форсировке, соответствующей значениям U_e от 150 до 200 кг/м²сек, величина $\frac{G}{D}$ при нормальном режиме составляет около 1,8—1,9 (паровозы ФД$_c$, 2-3-2, Э^м, Э^{км} на фиг. 192), для паровоза же серии ИС, работавшего с затянутым конусом и ненормально большими избытками воздуха в топке, величина отношения $\frac{G}{D}$ оказалась равной 2,2—2,3.

Фиг. 193 показывает, что для четырехдырного конуса при увеличении $\frac{G}{D}$ от 1,85 (точка *а*) до 2,25 (точка *б*) удельная полезная мощность конусной установки должна повыситься, как это и оказалось при натурных испытаниях.



Фиг. 193. Лабораторные исытания модели конусной установки паровоза серии ФД:
1 — конус круглый; *2* — конус четырехдырный.

Из сказанного вовсе не следует, что мы должны заставлять паровозный котел работать при таких отношениях $\frac{G}{D}$, которые соответствуют наибольшей экономичности работы его конусной установки, так как при этом котел сможет оказаться поставленным в условия крайне невыгодного для него режима (громадные α, а следовательно, и потери с уносом).

Котел должен работать при таком отношении $\frac{G}{D}$, которое соответствует наивыгоднейшей величине коэффициента избытка воздуха α (т. е. $\alpha = 1{,}10 - 1{,}20$ при расчетной форсировке), а элементы конусной установки должны быть подобраны с таким расчетом, чтобы при заданной величине отношения $\frac{G}{D}$ эта установка работала с максимальной экономичностью, т. е. с наименьшим противодавлением p_e[1].

Изыскание таких типов конусновытяжных устройств, такой взаимной компоновки их деталей и определение таких размеров конусных насадков и дымовой трубы, при которых заданная величина $\frac{G}{D}$ при расчетном D достигается ценой минимального давления p_e, составляет ближайшую задачу далеко еще не законченной научно-исследовательской работы в области конусновытяжной системы паровоза.

---

[1] Величина отношения $\frac{G}{D}$, при которой обеспечивается наивыгоднейший избыток воздуха ($\alpha = 1{,}10$—$1{,}20$) при расчетной форсировке котла, колеблется для паровозов угольного отопления в узких пределах—1,5—1,8.

Постараемся хотя бы в общих чертах наметить пути этой творческой работы.

1. Высота свободной боковой поверхности струи выхлопного пара в дымовой коробке, по которой происходит соприкосновение молекул газов с молекулами пара, должна быть достаточно большой для обеспечения необходимого наперед заданного количества подсасываемых продуктов сгорания в единицу времени. Эта высота может быть определена только опытным путем.

2. Форма и размеры поперечного сечения конусного насадка, предопределяющие также величину поверхности всасывания, играют, несомненно, громадную роль в расчете конусной установки; при этом с уверенностью можно сказать, что круглое сечение конусного насадка, дающее струю минимального периметра, является самым невыгодным. Должна быть проделана большая работа по выявлению наивыгоднейшей конфигурации выходного сечения конусного насадка.

3. Теоретическим и экспериментальным путем установлено, что в современных паровозах в среднем около 20% располагаемой энергии струи теряется на ударный выход смеси пара и газов из дымовой трубы в атмосферу. Следовательно, в целях уменьшения этой потери полезно увеличить высоту рабочей части дымовой трубы, чтобы уменьшить скорость смеси в ее выходном сечении.

4. При свободном (не направленном) подходе продуктов сгорания к боковой поверхности струи выхлопного пара (играющей роль насоса) всасывание молекул газа в орбиту паровой струи происходит с ударом вследствие громадной разницы скоростей; кроме того, в процессе всасывания внутрь паровой струи газовые частицы должны изменить направление своего движения почти на 90°. Обусловливаемая этим суммарная потеря энергии струи доходит до 50—60% от располагаемой энергии в момент выхода из конусного осадка. Отсюда ясно, что снабжение нижней части дымовой трубы направляющим раструбом («юбкой»), который позволил бы газовым частицам постепенно, по мере их приближения к боковой поверхности струи, увеличивать скорость и менять направление своего движения, должно повысить рабочий эффект струи. Форма и размеры этого раструба должны быть определены опытным путем.

5. Выгодность замены круглого насадка конуса четырехдырным доказана опытным путем, но какая доля этого выигрыша должна быть отнесена за счет раздельности выхлопа и какая — за счет перехода от круглого сечения к четырехдырному,— остается пока нерешенным.

6. Полезно основательно проэкспериментировать «турбулизирующие» конусные насадки, снабженные винтовыми направляющими ребрами на внутренней поверхности; предварительные испытания таких насадков дали весьма обнадеживающий результат.

Глава IV

АНАЛИЗ РАБОТЫ ПАРОВОЗОВ С КОНУСНОЙ ТЯГОЙ ГАЗОВ

Для того чтобы выявить и решить целый ряд вопросов, связанных с подбором таких размеров площади выхлопного насадка конуса, которые обеспечивали бы наивыгоднейшую работу паровоза, произведем анализ работы паровоза при различных форсировках Y и избытках воздуха α.

В качестве объекта такого анализа выбран паровоз серии Э^{М} при отоплении его угольной смесью из 25% ПЖ и 75% АРШ, характеристика которой приведена в табл. 53.

В качестве исходных условий анализа принимаем режим поездной форсировки, характеризуемый топочными параметрами.

$$Y = 400 \text{ кг/м}^2\text{час}; \quad \alpha = 1{,}20.$$

Часовой расход угля:

$$B_h = Y \cdot R = 400 \cdot 4{,}46 = 1\,784 \text{ кг/час}.$$

Топка

Потеря тепла со шлаком и провалом:

$$q_{\text{ш+п}} = \frac{100}{4{,}6 + \sqrt{400}} = 4{,}07\%;$$

потеря тепла с уносом:

$$q_{\text{у}} = 10\left(\frac{9{,}51 \cdot 1{,}2 \cdot 400\ \mu}{3\,600}\right)^{1{,}5} = 11{,}15\%;$$

$$\mu = 0{,}8478; \quad \mu B_h = 1512{,}5 \text{ кг}.$$

Объемное теплонапряжение топки:

$$\frac{\mu B_h K_{\text{р}}^{\text{н}}}{V_{\text{т}}} = \frac{1512{,}5 \cdot 6636}{7{,}39} = 1\,358\,000 \text{ ккал/м}^3\text{час}.$$

Из графика на фиг. 19 для

$$\alpha = 1{,}2$$

находим

$$q_2' = 4{,}65\mu = 4{,}00\%.$$

Для определения состава продуктов сгорания имеем:

$$\frac{56{,}9 \cdot 74{,}87}{6\,636} 100 \frac{\text{CO}}{\text{CO}_2 + \text{CO}} = 4{,}65; \tag{410}$$

$$1{,}2 = \frac{1}{1 - 3{,}76 \dfrac{\text{O}_2 - 0{,}5\,\text{CO}}{100 - \text{CO}_2 - \text{CO} - \text{O}_2}}; \tag{411}$$

$$\text{CO} = \frac{21 - 0{,}092\,\text{CO}_2 - (\text{CO}_2 + \text{O}_2)}{0{,}605 + 0{,}092}. \tag{412}$$

Решая уравнения (410)—(412), получаем:

$$CO_2 = 14{,}70\,\%;\ CO = 1{,}17\,\%;\ O_2 = 4{,}33\,\%.$$

После этого подсчитываем коэффициенты уравнения тепла

$$M = 4\,401;\ N = 0{,}4909.$$

Теплонапряжение топочной поверхности

$$\frac{\mu B_h K_p^н}{H_т} = \frac{1\,512{,}5 \cdot 6\,636}{18{,}08} = 555\,100 \text{ ккал/м}^2\text{час}.$$

По формуле (139) определяем T_2:

$$T_2 = (4050 - 576 \cdot 1{,}2)\frac{\sqrt{555\,100} + 215}{\sqrt{555\,100} + 2\,000} = 1176°.$$

Фактическое тепловыделение в топке:

$$Q_{т_1} = 1784 \cdot 6636\,\frac{100 - (4{,}07 + 11{,}15 + 4{,}00)}{100} = 9\,563\,000 \text{ ккал/м}^2\text{час}.$$

Таблица 53

Топливо	Состав рабочего топлива, %									
	C	H	O	N	S	A	W	$K_p^н$	L_0	β_0
25% ПЖ + + 75% АРШ . .	74,82	3,12	1,63	1,06	1,5	10,88	6,94	6636	9,51	0,092

Тепло, уходящее из топки в трубчатую часть:

$$Q_{т_2} = 4401 \cdot 1176 + 0{,}4909 \cdot 1176^2 = 5\,855\,000 \text{ ккал/м}^2\text{час}.$$

Тепло, передаваемое в котел поверхностью нагрева топки:

$$Q_т = Q_{т_1} - Q_{т_2} = 3\,708\,000 \text{ ккал/м}^2\text{час}. \qquad (413)$$

Распределение газового потока между дымогарными и жаровыми трубами:

$$\beta = 0{,}49;\ 1 - \beta = 0{,}51.$$

Дымогарные трубы

$$U_д = \frac{(9{,}51 \cdot 1{,}2 + 1)\,1512{,}5}{3600 \cdot 0{,}262}\,0{,}51 = 10{,}15;$$

$$K_д = 5{,}94 \cdot 10{,}15^{0{,}9} = 47{,}82.$$

$$5\,389 \lg \frac{1176 - 197}{T_з^д - 197} + 0{,}5007\,(1176 - T_з^д) = 105{,}7 \cdot 47{,}82 = 5055,$$

откуда

$$T_з^д = 332°.$$

Тепло, отдаваемое котлу

$$Q_д = 0{,}51\,[4401\,(1176 - 332) + 0{,}4909\,(1176^2 - 332^2)] = 2\,213\,000. \quad (414)$$

Свободные части жаровых труб

$$U_{ж'} = \frac{(9{,}51 \cdot 1{,}2 + 1)\,1512{,}5}{3600 \cdot 0{,}251}\,0{,}49 = 10{,}18;$$

$$K_{ж'} = 6{,}00 \cdot 10{,}18^{0{,}9} = 48{,}42;$$

$$5\,178 \lg \frac{1176 - 197}{T_A - 197} + 0{,}4811\,(1176 - T_A) = 6{,}27 \cdot 48{,}42 = 304;$$

$$T_A = 1070°.$$

Отдача в котел:

$$Q_{ж'} = 0{,}49[4401\,(1176 - 1070) + 0{,}4909(1176^2 - 1070^2)] = 286\,000. \quad (415)$$

Занятые участки жаровых труб

$$U_{ж''} = \frac{(9{,}51 \cdot 1{,}2 + 1) \cdot 1512{,}5}{3600 \cdot 0{,}262}\,0{,}49 = 9{,}75;$$

$$K_{ср} = 5{,}62 \cdot 9{,}75^{0{,}9} = 43{,}63$$

$$(1 - \beta')\left[5\,178 \lg \frac{1070 - 197}{T_з^ж - 197} + 0{,}4811\,(1\,070 - T_з^ж)\right] =$$

$$= 52{,}2 \cdot 43{,}63 = 2\,277. \quad (416)$$

$$\frac{Q_и''}{\frac{Q_э}{2\,270} - \frac{t_и'' - 197}{2}} = 60{,}2 \cdot 43{,}63 = 2626. \quad (417)$$

$$Q_и'' = 0{,}49\beta'[4401\,(1070 - T_з^ж) + 0{,}4909\,(1070^2 - T_з^{ж2})]. \quad (418)$$

Решая обычными приемами написанные уравнения, после ряда попыток получаем следующие цифры первого приближения:

$$T_з^ж = 338° \text{ из (416)}; \quad \beta' = 0{,}488 \text{ из (418)};$$

$$Q_и'' = 891\,000 \text{ ккал/час}; \quad Q_э = 891\,000 \cdot \frac{0{,}51}{0{,}49} = 935\,000 \text{ ккал/час}.$$

Потерю тепла на наружное охлаждение принимаем:

$$Q_4 = 0{,}015 \cdot Q_0 = 0{,}015 \cdot 1784 \cdot 6\,636 = 177\,000 \text{ ккал/час}.$$

Тепло испарения:

$$Q_к = 3\,708\,000 + 2\,213\,000 + 286\,000 + 935\,000 - 177\,000 = 6\,965\,000 \text{ ккал/час}.$$

Полагая

$$x_к = 0{,}98$$

и

$$\tau = 15°,$$

имеем

$$\lambda_к = 661{,}1 \text{ ккал/кг}.$$

Полная паропроизводительность котла:

$$B_к = \frac{6\,965\,000}{661{,}1 - 15} = 10\,780 \text{ кг/час}.$$

Полезная паропроизводительность:

$$B_т = 0{,}95 \cdot 10\,780 = 10\,241 \text{ кг/час}.$$

Степень перегрева пара:

$$\Delta\lambda = \frac{891\,000}{10\,241} = 87{,}0 \text{ ккал/кг};$$

$$\lambda''_и = 661{,}1 + 87{,}0 = 748{,}1 \text{ ккал/кг},$$

$$t''_и = 337°.$$

Контрольное значение левой части выражения (417):

$$A = \frac{891\,000}{\frac{935\,000}{2\,277} - \frac{337 - 197}{2}} = 2616,$$

что разнится от правой части на 0,4%.

Вводя поправку на различную величину тепловых сопротивлений стенок жаровых и пароперегревательных труб и решая после этого видоизмененную систему уравнений (416)—(418), получим (во втором приближении):

$$T^{ж}_з = 337°; \ \beta' = 0{,}4755; \ Q''_и = 869\,000 \text{ ккал/час};$$

$$Q_э = 959\,000 \text{ ккал/час}; \ Q_к = 6\,989\,000 \text{ ккал/час}; \ B_к = 10\,817 \text{ кг/час};$$

$$B_т = 10\,276 \text{ кг/час}; \ \Delta\lambda = 84{,}5 \text{ ккал/кг}; \ \lambda''_и = 745{,}6 \text{ ккал/кг};$$

$$t''_и = 333°.$$

Теперь остается учесть радиацию стенок пароперегревательных трубок на внутреннюю поверхность жаровых труб.

Величину температурных поправок учитываем предварительно по фиг. 123:

$$\Delta t''_и = -11°; \ \Delta t^{ж}_з = -2°.$$

Имеем:

$$t''_и = 322°; \ T^{ж}_з = 335°; \ T_{ж'} = \frac{1070 - 335}{2{,}3 \lg \frac{1070 - 197}{335 - 197}} + 197 = 596°;$$

$$t_п = \frac{322 + 197}{2} = 259{,}5°.$$

Температуры стенок:

$$\theta = 596 - \frac{44{,}90\,(596-197)}{45{,}42} = 201{,}6°;$$

$$\theta' = 596 - \frac{42{,}37\,(596-259{,}5)}{45{,}42} = 282{,}1°.$$

Тепло радиации:

$$Q_л = 4{,}96 \cdot 0{,}825 \cdot 0{,}825 \cdot 60{,}2 \cdot 0{,}63\,[5{,}551^4 - 4{,}746^4] = 56\,600.$$

Вводя поправки к коэффициентам теплопередачи и решая уравнения (416)—(418) с этими новыми поправками, получаем окончательно:

$T_з^{ж} = 335°$; $\beta' = 0{,}4478$; $Q_{ü} = 821\,000$ ккал/час; $Q_э = 1\,012\,000$ ккал/час;

$B_m = 10\,354$ кг/час; $\Delta\lambda = 79{,}3$ ккал/кг; $\lambda_{ü} = 740{,}4$ ккал/кг; $t_{ü} = 332°$.

В качестве критериев для оценки тепловой мощности и экономичности паровоза примем:

$B_m v_{ü}$ — полезный объем пара в м³/час

и

$\frac{B_h}{B_m v_{ü}}$ — расход угля в килограммах на приготовление 1 м³ пара.

Для нашего примера

при $p_к = 15$ ата и $t_{ü} = 333°$:

$$v_{ü} = 0{,}18219 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$B_m v_{ü} = 10\,354 \cdot 0{,}18219 = 1886{,}5 \text{ м}^3/\text{час};$$

$$\frac{B_h}{B_m v_{ü}} = \frac{400 \cdot 4{,}46}{1886{,}5} = 0{,}9457 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Секундные веса продуктов сгорания и пара:

$$G = \frac{(9{,}51 \cdot 1{,}2 + 1)\,1512{,}5}{3600} = 5{,}215; \quad D = \frac{10\,354}{3600} = 2{,}876;$$

$$\frac{G}{D} = 1{,}813.$$

Подсчитаем величину газовоздушного сопротивления котла:

$$U_{сл} = \frac{9{,}51 \cdot 1{,}2 \cdot 1512{,}5}{3600 \cdot 4{,}46} = 1{,}07 = \frac{G_в}{R};$$

$$U_{тп} = \frac{2{,}876}{4{,}46} = 1{,}16 = \frac{G}{R};$$

$$U_{тр} = \frac{2{,}876}{0{,}262 + 0{,}262} = 9{,}96 = \frac{G}{\omega}.$$

Коэффициенты сопротивления: a', b', c', e' и $\delta \frac{l}{\gamma^{1,27}}$ в формулах (398)—(402) берем из табл. 52 по опытным данным для паровоза серии Э^{м}: $a'=14$; $b'=36$; $c'=9$; $\delta \frac{l}{r^{1,27}}=0,78$; $e'=7$.

Имеем:

$$\Delta_{зл} = 14 \cdot 1,07^{1,9} = 15,9;$$

$$\Delta_{сл} = 36 \cdot 1,16^{1,9} = 47,7;$$

$$\Delta_{св} = 9 \cdot 1,16^{1,9} = 11,9;$$

$$\Delta_{тр} = 0,78 \cdot 9,96^{1,9} = 61,5;$$

$$\Delta_{дк} = 7 \cdot 1,16^{1,9} = 9,3.$$

Итого $\Delta_к = 146,3$ мм вод. ст.

Средняя температура газов в дымовой коробке:

$$T_з = 333,5°;$$

$$\gamma_{дк} = \frac{10\,330}{29,27\,(333,5+273)} = 0,580 \text{ кг/м}^3.$$

Полезная мощность, реализуемая 1 кг выхлопного пара:

$$n_m = \frac{G}{R}\frac{\Delta}{\gamma} = 1,813\,\frac{146,3}{0,580} = 457,3 \text{ (кгм/сек): кг.}$$

По графику (фиг. 187) для круглого конуса:

$$U_e = 180,0 \text{ кг/м}^2 \text{ сек.}$$

Из выражения $U_e = \frac{B_m}{3600\,f_к}$ находим $f_к$

$$180,0 = \frac{10\,354}{3600\,f_к}$$

откуда

$$f = 0,01597840 \text{ м}^2; \; d = 142,7 \text{ мм.}$$

Пользуясь формулами (384) и (385), находим для данного паровоза и типа конуса коэффициенты C' и $Б'$:

$$146,3 = C' \; 1,16^{1,9}$$

и

$$146,3 = Б' \; 180,0^{1,7},$$

откуда

$$C' = 110,3, \; Б' = 0,0217.$$

При таком размере круглого конусного насадка ($d_к = 142$ мм) разрежение Δ_e, реализуемое струей выхлопного пара в дымовой коробке, как раз равно величине суммарного газо-воздушного сопротивления котла:

$$\Delta_e = \Delta_к = 146,3 \text{ мм вод. ст.}$$

При любом другом диаметре конусного насадка это равенство нарушится и работа котла будет протекать с другим избытком воздуха.

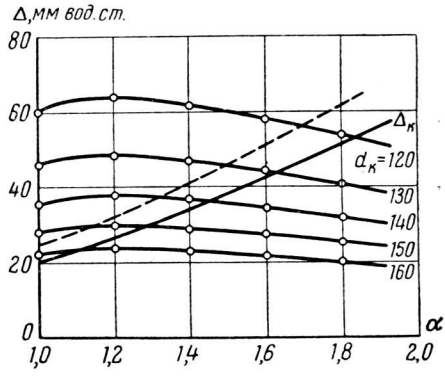
Так, например, для конусного насадка диаметром 150 мм ($f_к$ = =0,017660 м²) находим:

$$U_e = \frac{10\,354}{3600 \cdot 0{,}01766} = 163{,}5;$$

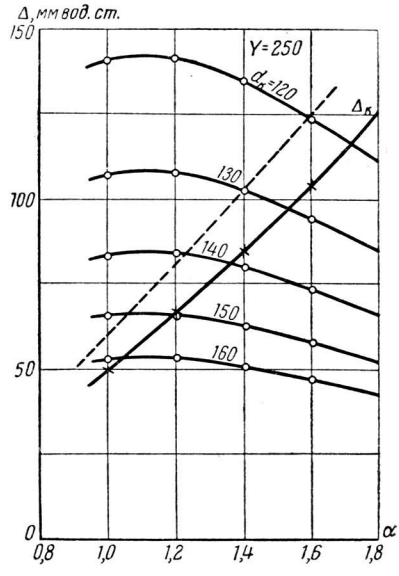
$$\Delta_e = 0{,}0217 \cdot 163{,}5^{1{,}7} = 125{,}7,$$

т. е. работа котла с форсировкой $Y=400$ может быть осуществлена при $d_к = 150$ мм лишь при $\alpha < 1{,}2$.

Подсчитанные таким способом величины U_e и Δ_e для различных размеров круглого конуса приведены в конце табл. 56.



Фиг. 194.



Фиг. 195.

На этом анализ работы паровоза Э^м с параметрами $Y=400$ и $\alpha=1{,}2$ считаем исчерпанным.

По разработанной схеме производим аналогичные подсчеты для ряда других комбинаций Y и α. Принимая для всех комбинаций $C'=110{,}3$ и $Б'=0{,}0217$ (при круглом конусе), определяем для каждого варианта из (384) величину $\Delta_к$ потребного разрежения в дымовой коробке, а из (385) — величины Δ_e, реализуемые струей при различных $d_к$.

Результаты некоторых из произведенных подсчетов сведены в табл. 54—57 и дают исчерпывающую картину работы паровоза при любом режиме топки (Y, α) с оценкой мощности и экономичности каждой комбинации, представляя, таким образом, возможность отбора таких режимов, которые обеспечивают наибольшую (для данной форсировки) мощность и экономичность паровоза.

В соответствии с этими наивыгоднейшими режимами и должны быть выбраны размеры сечения круглого конуса.

Таблица 54

Паровоз серии Э^{м}

$Y = 150$ кг/м^{2}час

α	—	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80	2,00
$q_{ш+п}$	%	5,93	5,93	5,93	5,93	5,93	5,93
$q_у$	%	2,19	2,86	3,57	4,30	5,06	5,85
μ	—	0,9188	0,9121	0,9050	0,8977	0,8901	0,8822
q'_2	%	6,89	3,65	2,35	2,33	3,16	3,53
CO_2	%	16,85	14,89	13,05	11,41	9,97	8,89
CO	%	2,23	0,99	0,55	0,48	0,58	0,59
O_2	%	0,91	4,05	6,23	8,20	9,71	10,88
M	ккал/час°С	1520	1 766	2 024	22 669	2 512	2 750
N	ккал час(°С)^2	0,1777	0,1980	0,2177	0,2371	0,2563	0,2750
T'_2	°С	969	934	896	866	831	800
$Q_т$	ккал/час	2 133 000	2 055 800	1 925 100	1 739 000	1 545 700	1 384 000
$U_д$	кг/м^{2}сек	3,49	4,10	4,69	5,27	5,83	6,38
$K_д$	ккал/м^{2}час°С	18,30	21,15	23,87	26,51	29,03	31,48
$T^д_э$	°С	280	276	274	271	268	265
$Q_д$	ккал/час	612 000	676 300	722 900	770 400	802 200	800 000
$U_{ж'}$	кг/м^{2}сек	3,50	4,10	4,70	5,28	5,85	6,41
$K_{ж'}$	ккал/м^{2}час°С	18,53	21,37	24,11	26,82	29,42	31,94
$T_А$	°С	877	846	812	785	754	727
$Q_{ж'}$	ккал/час	83 300	91,700	98 600	105 600	110 300	113 000
$U_{ж''}$	кг/м^{2}сек	3,36	3,94	4,50	5,06	5 61	6,14
$K_{ср}$	ккал/м^{2}час°С	16,73	19,30	21,76	24,18	26,54	28,78
1-е приближение: $T^{ж}_3$	°С	281	280	279	278	277	277
1-е приближение: β'	—	0,4957	0,4900	0,4825	0,4765	0,4680	0,4566
1-е приближение: $Q_ü$	ккал/час	249 800	271 700	285 000	298 300	303 600	304 800
1-е приближение: $Q_э$	»	254 200	282 700	305 600	327 800	345 200	362 600
1-е приближение: B_m	кг/час	4 272	4 412	4 332	4 170	3 967	3 695
1-е приближение: $\Delta\lambda$	ккал/кг	58,5	61,66	65,8	71,5	76,5	82,5
1-е приближение: $t_ü$	°С	284	289	297	308	317	329
$U_ü$	кг/м^{2}сек	55,7	56,7	55,1	53,6	50,8	48,2
$\alpha_ü$	ккал/м^{2}час°С	282	284	278	272	262	251
α_1	»	17,27	20,00	22,68	25,34	28,00	30,57
$K^0_{ж''}$	»	17,20	13,93	22,55	25,18	27,81	30,33
$K^0_ü$	»	16,26	18,68	20,97	23,18	25,29	27,25
2-е приближение: $T^{ж}_3$	°С	280	280	278	277	275	275
2-е приближение: β'	—	0,4842	0,4740	0,4670	0,4580	0,4490	0,4355
2-е приближение: $Q_ü$	ккал/час	244 400	262 800	276 300	287 300	292 500	291 900
2-е приближение: $Q_э$	»	260 400	291 600	315 400	340 000	358 900	378 300
2-е приближение: B_m	кг/час	4 281	4 425	4 347	4 188	3 987	3 718
2-е приближение: $\Delta\lambda$	ккал/кг	57,1	59,4	63,5	68,6	73,3	78,5
2-е приближение: $t_ü$	°С	281	285	293	302	311	321

Таблица 54 (окончание)

	$T_{ж''}$	°С	479	469	459	449	437,6	436
	$T_{п}$	»	233	234,5	237	242	245	249,5
	Θ	»	198,1	198	198,5	199	198,7	198,9
	Θ'	»	247,4	250	253,7	260	263,6	269,8
	$Q_{л}$	ккал/час	30 800	32 700	35 250	39 700	42 800	47 600
	$K_{ж''}$	ккал/м²час°С	19,30	22,23	25,13	28,20	31,22	34,15
	$K_{ü}$	»	14,18	16,36	18,33	20,00	21,60	23,01
3-е приближение	$T_{з}^{ж}$	°С	278	277	275	274	272	272
	β'	—	0,4273	0,4230	0,4160	0,4040	0,3930	0,3770
	$Q_{ü}$	ккал/час	216 400	236 100	247 400	254 900	257 500	254 200
	$Q_{э}$	»	290 000	322 100	347 400	376 000	397 700	420 200
	B_{m}	кг/час	4 325	4 470	4395	4 241	4 044	3 787
	$\Delta\lambda$	ккал/кг	50,0	52,8	56,2	60,1	63,7	67,3
	$t_{ü}$	°С	268	273	279	286	293	300
	$v_{ü}$	м³/кг	0,1628	0,1646	0,1668	0,1693	0,1717	0,1742
	$B_{m}\,v_{ü}$	м³/час	704	736	733	718	694,6	659,2
	$\frac{B_{h}}{B_{m}v_{ü}}$	кг/м³	0,9500	0,9090	0,9127	0,9318	0,9626	1,0136
	G	кг/сек	1,795	2,104	2,408	2,705	2,997	3,281
	D	»	1,202	1,242	1,221	1,178	1,123	1,050
	$\frac{G}{D}$	—	1,494	1,694	1,972	2,296	2,669	3,125
	$\frac{G}{R}$	кг/м²сек	1,402	0,472	0,540	0,606	0,672	0,736
	$\Delta_{сопр}$	мм вод. ст.	19,5	26,4	34,1	42,5	51,7	61,8
	при							
U_e	$d_{к} = 120$	кг/м²сек	106,2	109,8	108,8	104,2	99,4	9,0
	» 130		90,5	93,6	92,0	88,8	84,7	79,0
	» 140		78,1	80,7	79,5	76,6	73,0	68,3
	» 150		68,0	70,3	69,1	66,7	63,6	59,5
	» 160		59,8	61,8	60,8	58,6	55,9	52,3
	при							
Δ_e	$d_{к} = 120$	мм вод. ст.	60,4	63,9	62,1	58,5	54,0	48,2
	» 130		46,0	48,7	46,9	44,5	41,1	36,5
	» 140		35,8	37,9	36,9	34,6	31,9	28,5
	» 150		28,3	30,0	29,1	27,4	25,3	22,5
	» 160		22,7	24,1	23,4	22,0	20,3	18,1

Таблица 55

Паровоз серии Эм

$Y = 250$ кг/м²час

α	—	1,00	1,20	1,40	1,60	2,00
$q_{ш+п}$	%	4,90	4,90	4,90	4,90	4,90
$q_у$	%	4,60	5,94	7,32	8,72	11,58
μ	—	0,9050	0,8916	0,8778	0,8638	0,8352
q'_2	%	6,33	3,39	2,11	2,55	3,17
CO_2	%	16,95	14,95	13,10	11,34	8,91
CO	%	2,07	0,94	0,51	0,55	0,56
O_2	%	1,03	4,02	6,34	8,23	10,87
M	ккал/час°С	2 502	2 889	3 266	3 639	4 342
N	ккал/час(°С)²	0,2923	0,3246	0,3518	0,3801	0,4342
T'_2	°С	1 097	1 057	1 016	975	897
$Q_т$	ккал/час	3 159 000	2 930 000	2 658 000	2 293 000	1 701 000
$U_д$	кг/м²сек	5,71	6,67	7,58	8,45	10,08
$K_д$	ккал/м²час°С	28,49	32,77	36,77	40,55	47,53
$T^д_з$	°С	309	305	298	296	286
$Q_д$	ккал/час	1 160 000	1 277 000	1 365 000	1 427 000	1 513 000
$U_{ж'}$	ккал/м²сек	5,75	6,68	7,59	8,46	10,11
$K_{ж'}$	ккал/м²час°С	28,97	33,15	37,18	41,00	48,13
$T_А$	°С	996	961	923	886	816
$Q_{ж'}$	ккал/час	154 000	167 000	180 000	190 000	202 000
$U_{ж''}$	кг/м²сек	5,51	6,41	7,28	8,12	9,68
$K_{ср}$	ккал/м²час°С	26,11	29,92	33,54	37,01	43,35
1-е приближение: $T^ж_3$	С°	311	310	305	304	301
1-е приближение: β'	—	0,4970	0,4840	0,4830	0,4740	0,4560
1-е приближение: $Q_ü$	ккал/час	480 100	510 000	541 000	553 000	555 000
1-е приближение: $Q_э$	»	486 900	543 000	579 000	614 000	663 000
1-е приближение: B_m	кг/час	7 032	7 045	6 845	6 467	5 738
1-е приближение: $\Delta\lambda$	ккал/кг	68,2	72,4	79,0	85,5	96,8
1-е приближение: $t_ü$	°С	301	311	322	334	356
$U_ü$	кг/м²сек	91,7	91,8	89,0	84,2	74,9
$\alpha_ü$	ккал/м²час°С	420	420	410	392	357
α_1	»	27,00	31,12	35,10	38,95	46,30
$K^0_{ж''}$	»	26,82	30,88	34,80	38,59	45,77
$K^0_ü$	»	25,37	28,97	32,32	35,43	40,98

Таблица 55 (окончание)

2-е приближение	$T_3^{ж}$	°С	310	307	304	302	298
	β'	—	0,4826	0,4760	0,4660	0,4570	0,4344
	$Q_{ü}$	ккал/час	466 900	504 000	523 000	535 000	533 000
	$Q_э$	»	500 500	553 000	599 000	635 000	693 000
	B_m	кг/час	7 053	7 059	6 873	6 497	5 783
	$\Delta\lambda$	ккал/кг	66,2	71,5	76,1	82,3	92,0
	$t_{ü}$	°С	298	308	317	328	347
	$T_{ж''}$	»	546	532	558	506	481
	$t_п$	»	242	246,5	581	255,5	264
	Θ	»	199,3	200	200	200	200,2
	Θ'	»	260,4	266	272	278	289
	$Q_л$	ккал/час	39 900	44 000	48 700	54 000	63 400
	$K_{ж''}$	ккал/м²час°С	29,01	33,38	37,70	41,99	50,04
	$K_{ü}$	»	23,19	26,43	29,30	31,84	36,13
3-е приближение	$T_3^{ж}$	°С	308	305	302	300	295
	β'	—	0,4454	0,4390	0,4270	0,4170	0,3913
	$Q_{ü}$	ккал/час	433 000	466 000	480 000	490 000	482 000
	$Q_э$	»	539 000	595 000	645 000	684 000	750 000
	B_m	кг/час	7 110	7 122	6 941	6 569	5 867
	$\Delta\lambda$	ккал/кг	60,9	65,5	69,3	74,5	82,1
	$t_{ü}$	°С	288	296	304	314	328
	$v_{ü}$	м³/кг	0,1700	0,1729	0,1756	0,1791	0,1839
	$B_m v_{ü}$	м³/час	1 209	1 231	1 224	1 177	1 079
	$\frac{B_h}{B_m v_{ü}}$	кг/м³	0,9222	0,9058	0,9110	0,9473	1,0334
	G	кг/сек	2,946	3,427	3,893	4,338	5,177
	D	»	1,975	1,978	5,928	1,825	1,630
	$\frac{G}{D}$	—	1,492	1,733	2,019	2,377	3,176
	$\frac{G}{R}$	кг/м²сек	0,660	0,768	0,873	0,972	1,161
	$\Delta_{сопр}$	мм вод. ст.	50,0	66,7	85,1	104,3	146,5
U_e при	$d_к = 120$	кг/м²сек	174,7	175,0	170,5	161,4	144,2
	» 130		148,9	149,1	145,3	137,5	122,8
	» 140		128,3	128,5	125,3	118,6	105,9
	» 150		11,8	112,0	109,2	103,3	92,2
	» 160		98,3	98,4	95,9	90,8	81,5
Δ_e при	$d_к = 120$	мм вод. ст.	140,7	141,1	135,0	123,0	101,6
	» 130		107,3	107,5	102,9	93,7	77,4
	» 140		83,3	83,5	80,0	72,8	60,5
	» 150		65,9	66,1	63,3	57,6	47,5
	» 160		52,9	53,0	50,7	46,3	38,2

Таблица 56

Паровоз серии Эм

$Y = 400$ кг/м² час

α	—	0,85	0,91	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80	2,00
$q_{ш+п}$	%	4,07	4,07	4,07	4,07	4,07	4,07	4,07	4,07
$q_у$	%	7,11	7,80	8,83	11,15	13,47	15,78	18,03	20,23
μ	—	0,8882	0,8813	0,8710	0,8478	0,8246	0,8015	0,7790	0,7570
q'_3	%	18,65	11,81	7,45	4,00	2,66	2,56	2,77	3,48
CO_2	%	14,58	16,40	16,46	14,70	12,91	11,29	9,96	8,79
CO	%	7,09	4,32	2,53	1,17	0,68	0,59	0,58	0,68
O_2	%	0,14	0,08	1,26	4,33	6,42	8,25	9,72	10,92
M	ккал/час °С	3 510	3 619	3 858	4 401	4 921	5 407	5 869	6 298
N	ккал/час (°С)²	0,4251	0,4356	0,4505	0,4909	0,5290	0,5648	0,5986	0,6298
T'	°С	1 260	1 246	1 223	1 176	1 127	1 078	1 031	985
$Q_т$	ккал/час	3 209 000	3 850 000	4 038 000	3 708 000	3 230 000	2 701 000	2 207 000	1 736 000
$U_д$	кг/м² сек	7,78	8,21	8,83	10,15	11,39	12,54	13,62	14,62
$K_д$	ккал/м² час°С	37,64	39,51	42,19	47,82	53,04	57,97	62,30	66,41
$T^д_3$	°С	354	346	340	332	326	318	314	306
$Q_д$	ккал/час	1 939 000	1 979 000	2 054 000	2 213 000	2 324 000	2 401 000	2 440 000	2 462 000
$U_{ж'}$	кг/м² сек	7,80	8,23	8,85	10,18	11,41	12,57	13,66	14,66
$K_{ж'}$	ккал/м² час°С	38,11	40,00	42,69	48,42	53,67	58,57	63,10	67,26
T_A	°С	1 151	1 137	1 115	1 070	1 027	984	941	899
$Q_{ж'}$	ккал/час	242 000	249 000	260 000	286 000	297 000	303 000	311 000	315 000
$U_{ж''}$	кг/м² сек	7,48	7,88	8,49	9,75	10,94	12,05	13,08	14,05
$K_{ср}$	ккал/м² час°С	34,37	36,02	38,52	43,63	48,40	52,80	56,84	60,62
1-е приближение: $T^ж_3$	°С	358	348	343	338	335	332	329	325
1-е приближение: β'	—	0,4925	0,4960	0,4940	0,4880	0,4810	0,4720	0,4631	0,4551
1-е приближение: $Q_ü$	ккал/час	794 000	818 000	845 000	891 000	920 000	928 000	921 000	905 000
1-е приближение: $Q_э$	»	819 000	831 000	864 000	935 000	993 000	1 036 000	1 067 000	1 084 000
1-е приближение: B_m	кг/час	8 869	9 900	10 382	10 273	9 434	9 243	8 598	7 968
1-е приближение: $\Delta\lambda$	ккал/кг	89,5	82,6	81,1	86,8	94,7	100,5	107,0	113,6
1-е приближение: $t_ü$	°С	342	329	326	337	352	364	376	389
$U_ü$	кг/м² сек	115,7	129,2	136,0	134,0	127,7	121,0	112,2	103,9
$\alpha_ü$	ккал/м² час°С	506	552	575	568	547	524	493	464
α_1	»	35,72	37,39	40,00	45,58	50,88	55,87	60,60	65,16
$K^0_{ж''}$	»	35,40	37,05	39,60	45,06	50,24	55,10	59,69	64,12
$K^°_ü$	»	33,35	35,01	37,40	42,49	46,56	50,49	53,97	57,13
2-е приближение: $T^ж_3$	°С	357	347	342	337	338	330	326,5	322
2-е приближение: β'	—	0,4785	0,4830	0,4810	0,4740	0,4650	0,4540	0,4420	0,4310
2-е приближение: $Q_ü$	ккал/час	772 000	797 000	823 000	867 000	892 000	894 000	882 000	862 000
2-е приближение: $Q_э$	»	842 000	854 000	888 000	962 000	1 026 000	1 076 000	1 114 000	1 137 000
2-е приближение: B_m	кг/час	8 903	9 948	10 417	10 248	9 784	9 802	8 667	8 046
2-е приближение: $\Delta\lambda$	ккал/кг	86,8	80,1	79,0	84,6	91,3	96,3	101,8	107,1
2-е приближение: $t_ü$	°С	337	324	322	333	346	356	366	376

Таблица 56 (окончание)

	$T_{ж''}$	°С	640	626	614	596	579	562	546	534,5
	$t_п$	»	261	255,5	254,5	260	264	269,5	273,5	278,5
	Θ	»	201,0	201	201	202	202	202	202,2	202,4
	Θ'	»	286,2	278	278	285	291	298	303,3	310
	$Q_л$	ккал/час	60 500	53 400	53 300	59 000	64 300	70 300	75 900	82 500
	$K_{ж''}$	ккал/м² час°С	38,02	39,43	42,04	47,89	52,46	58,80	63,86	68,80
	$K_ü$	»	30,70	32,62	34,94	39,28	43,18	46,50	49,35	51,78
3-е приближение	$T_3^ж$	°С	355	345	340	335	331	327	323,5	319
	β'	—	0,4436	0,4540	0,4530	0,4460	0,4350	0,4240	0,4107	0,3980
	$Q_ü$	ккал/час	718 000	751 000	759 000	818 000	836 000	893 000	823 000	799 000
	$Q_э$	»	900 000	904 000	917 000	1 016 000	1 087 000	1 139 000	1 182 000	1 209 000
	B_m	кг/час	8 988	10 021	10 428	10 393	9 941	9 400	8 767	8 150
	$\Delta\lambda$	ккал/кг	79,8	75,0	72,8	78,7	84,1	89,4	93,9	98,0
	$t_ü$	°С	323,5	314	310	322	333	341	350	358
	$v_ü$	м³/кг	0,1823	0,1791	0,1777	0,1822	0,1898	0,1923	0,1914	0,1941
	$B_m v_ü$	м³/час	16 395	1 795	1 853	1886,5	1 867	1811,5	1 678	1 582
	$\frac{B_h}{B_m v_ü}$	кг/м³	1,088	0,993	0,9628	0,9457	0,9555	0,9848	1,0632	1,1277
	G	кг/сек	3,998	4,2169	4,540	5,215	5,849	6,441	6,996	7,510
	D	»	2,497	2,784	2,912	2,884	2,742	2,611	2,435	2,264
	$\frac{G}{D}$	—	1,601	1,514	1,559	1,608	2,133	2,467	2,873	3,317
	$\frac{G}{R}$	кг/м² сек	0,896	0,945	1,017	1,160	1,310	1,444	1,569	1,684
	$\Delta_{сопр}$	мм вод. ст.	89,5	98,9	114,0	146,3	184,8	221,7	259,4	296,9
	при									
U_e	$d_к$=120	кг/м² сек	220,8	246,2	257,0	255,4	244,3	231,0	214,9	200,2
	» 130		188,2	209,8	219,0	217,6	208,1	196,8	184,0	170,6
	» 140		162,2	180,9	188,8	187,6	179,5	169,8	158,2	147,1
	» 150		141,4	157,6	164,5	163,5	156,3	147,8	138,2	128,1
	» 160		124,2	138,5	144,6	143,6	137,4	129,9	121,2	112,6
	при									
Δ_e	$d_к$=120	мм вод. ст.	209,5	252,0	271,4	268,3	248,9	226,2	200,1	177,4
	» 130		159,7	192,1	206,6	204,0	189,2	172,3	153,7	135,2
	» 140		124,0	149,3	160,6	157,8	147,4	134,0	119,0	105,0
	» 150		98,2	118,1	127,0	125,7	116,4	105,9	94,5	83,0
	» 160		78,8	94,8	102,1	100,8	93,5	85,0	75,6	66,7

Таблица 57

Паровоз серии Эм

$Y = 650$ кг/м² час

α	—	0,85	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80
$q_{ш+п}$	%	3,32	3,32	3,32	3,32	3,32	3,32
$q_у$	%	13,40	16,24	19,90	23,38	26,68	29,75
μ	—	0,8328	0,8044	0,7678	0,7330	0,7000	0,6693
$q_э'$	%	18,32	10,10	5,53	3,59	3,22	3,36
CO_2	%	14,35	15,15	14,04	12,54	11,01	9,71
CO	%	7,47	3,70	1,77	1,04	0,85	0,82
O_2	%	0,08	1,85	4,43	6,59	8,38	9,83
M	ккал/час °С	5 316	5 829	6 499	7 110	7 684	8 198
N	ккал/час (°С)²	0,6450	0,6793	0,7240	0,7644	0,8024	0,8360
$T_э'$	°С	1 399	1 354	1 293	1 236	1 178	1 123
$Q_т$	ккал/час	3 798 000	4 392 000	4 189 000	2 453 000	2 681 000	1 968 000
$U_д$	кг/м² сек	12,40	13,25	14,94	16,44	17,79	19,01
$K_д$	ккал/м² час °С	57,26	50,78	67,72	73,82	79,23	84,12
$T_3^д$	°С	367	378	366	355	345	336
$Q_д$	ккал/час	3 397 000	3 487 000	3 640 000	3 741 000	3 783 000	3 762 000
$U_{ж'}$	кг/м² сек	12,43	13,28	14,98	16,44	17,84	19,06
$K_{ж'}$	ккал/м² час °С	57,96	61,53	68,58	74,57	80,24	85,16
T_A	°С	1 280	1 239	1 182	1 131	1 078	1 027
$Q_{ж'}$	ккал/час	411 000	428 000	451 000	459 000	465 000	470 000
$U_{ж''}$	кг/м³ сек	11,91	12,73	14,36	15,80	17,09	18,26
$K_{ср}$	ккал/м² час °С	52,24	55,47	61,82	67,38	72,31	70,90
1-е приближение: $T_3^ж$	°С	387,5	385	374	368	362	377
1-е приближение: β'	—	0,4900	0,4900	0,4860	0,4780	0,4695	0,4688
1-е приближение: $Q_ü$	ккал/час	1 369 000	1 421 000	1 467 000	1 475 000	1 455 000	1 383 000
1-е приближение: $Q_э$	»	1 426 000	1 480 000	1 552 000	1 611 000	1 646 000	1 590 000
1-е приближение: B_m	кг/час	13 019	14 090	14 153	13 319	12 348	11 194
1-е приближение: $\Delta\lambda$	ккал/кг	105,1	100,9	103,7	111,6	117,9	123,6
1-е приближение: $t_ü$	°С	372	364	370	385	398	409
$U_ü$	кг/м² сек	171,8	190,5	184,6	175,8	161,1	146,0
$\alpha_ü$	ккал/м² час °С	694	753	735	706	659	609
α_1	»	54,60	57,95	65,00	71,27	77,1	75,80
$K^0_{ж''}$	»	53,36	57,12	63,96	70,03	75,65	74,38
$K^0_ü$	»	50,62	53,81	59,72	64,73	69,00	67,20
2-е приближение: $T_3^ж$	°С	385,5	383	372	365	359	374
2-е приближение: β'	—	0,4860	0,4780	0,4710	0,4620	0,4512	0,4447
2-е приближение: $Q_ü$	ккал/час	1 334 000	1 390 000	1 425 000	1 431 000	1 405 000	1 333 000
2-е приближение: $Q_э$	»	1 466 000	1 517 000	1 601 000	1 667 000	1 708 000	1 664 000
2-е приближение: B_m	кг/час	13 078	14 144	14 226	13 401	12 439	11 309
2-е приближение: $\Delta\lambda$	ккал/кг	102,0	98,3	100,2	106,9	112,9	117,8
2-е приближение: $t_ü$	°С	366	359	363	376	388	397

Таблица 57 (окончание)

	$T_{ж'}$ . .	»	709,3	692	664	642	620	618
	$t_{п}$ . . .	»	275,5	273	274,5	281	285,5	290,5
	Θ . . .	»	204	204	204,5	205	205	208,4
	Θ' . . .	°С	308,1	303	305,7	314	320,7	326,7
	$Q_{л}$ . . .	кал/час	79 700	74 600	77 000	85 050	92 300	98 900
	$K_{ж''}$ . .	ккал/м² час °С	56,86	60,02	67,11	73,69	79,83	78,88
	$K_{ü}$ . . .	»	47,56	50,85	56,48	60,82	64,42	62,40
3-е приближение	$T_{З}^{ж}$ . . .	°С	384	382	370	363	357	371
	β' . . .	—	0,4500	0,4530	0,4490	0,4380	0,4250	0,4134
	$Q_{ü}$ . . .	ккал/час	1 262 000	1 318 000	1 362 000	1 360 000	1 327 000	1 260 000
	$Q_{э}$ . . .	»	1 543 000	1 592 000	1 671 000	1 745 000	1 795 000	1 761 000
	$B_{т}$ . . .	кг/час	13 192	14 254	14 328	13 515	12 635	11 451
	$\Delta\lambda$ . . .	ккал/кг	95,7	92,5	95,0	100,6	105,1	110,0
	$t_{ü}$ . . .	°С	354	348	353	364	372	381
	$v_{ü}$ . . .	м³/кг	0,1961	0,1907	0,1984	0,1962	0,1988	0,2018
	$B_{т}v_{ü}$.	м³/час	2 587	2 718	2 757	2 652	2 512	2 311
	$\frac{B_h}{B_{т}v_{ü}}$	кг/м³	1,1206	1,0666	1,0515	1,0765	1,1540	1,2544
	G . . .	кг/сек	6,091	6,808	7,675	8,445	9,140	9,764
	D . . .	»	3,664	3,960	3,983	3,752	3,510	3,181
	$\frac{G}{D}$	—	1,635	1,719	1,927	2,251	2,604	3,069
	$\frac{G}{R}$	кг/м² сек	1,365	1,526	1,721	1,893	2,049	2,189
	$\Delta_{сопр}$.	мм вод. ст.	199,2	246,2	309,4	367,2	431,9	486,7
U_e при	$d_к$=120	кг/м² сек	324,2	350,3	352,1	332,1	310,4	281,3
	» 130		276,2	298,0	300,0	283,0	264,5	239,8
	» 140		238,2	257,3	258,7	243,9	228,1	206,7
	» 150		207,5	224,2	225,4	212,6	198,7	180,0
	» 160		182,4	197,0	198,0	186,8	174,6	148,1
Δ_e при	$d_к$=120	мм вод. ст.	402,5	459,3	463,1	419,3	374,0	316,0
	» 130		306,6	348,8	352,8	319,5	284,8	241,1
	» 140		238,4	271,7	274,3	248,2	221,4	187,3
	» 150		188,6	215,0	217,0	196,5	175,2	148,0
	» 160		151,4	172,6	174,1	157,7	140,6	106,3

На фиг. 194—199 для паровоза серии Э^{м} при отоплении смесью углей 25% ПЖ + 75% АРШ показано, как изменяется с увеличением α газовоздушное сопротивление котла $\Delta_к$, а также величина разряжения Δ_e,

реализуемая при различных $d_к$ (цифры на кривых графиков фиг. 194—199 обозначают диаметр конуса в миллиметрах).

Точки пересечения кривой $\Delta_к = f(\alpha)$ с отдельными кривыми $\Delta_e = f(\alpha)$ дают для каждой форсировки (Y=150; 250; 400; 550, 650 и 800) те значения α, для которых $\Delta_к = \Delta_e$. Эти значения α и будут единственными возможными при данных Y и $d_к$.

Эти равновесные значения α приведены в табл. 58 и нанесены в функции соответствующих форсировок Y на фиг. 200 и по полученным точкам проведено семейство кривых

$$\alpha = f(Y, d_к)$$

для различных размеров конусного насадка.

Сопоставляя эти кривые с кривыми на фиг. 191, полученными из непосредственных опытов над различными паровозами, мы убеждаемся в том, что характер кривых на обеих фигурах одинаков.

Возвращаясь к кривым, изображенным на фиг. 194—199, видим, что для любой форсировки $Y = \text{const}$ величина $\Delta_к$ сопротивления протеканию продуктов сгорания возрастает с увеличением α почти по закону прямой пропорциональности.

Величина разрежения Δ_e, реализуемого струей, вытекающей из насадка с диаметром $d_к$, определяется выражением:

$$\Delta_e = Б' \left(\frac{B_m}{3600 f_к} \right)^{1,7},$$

т. е. при постоянных $Б'$ и $f_к$

$$\Delta_e = f(B_m),$$

или, при $Y = \text{const}$,

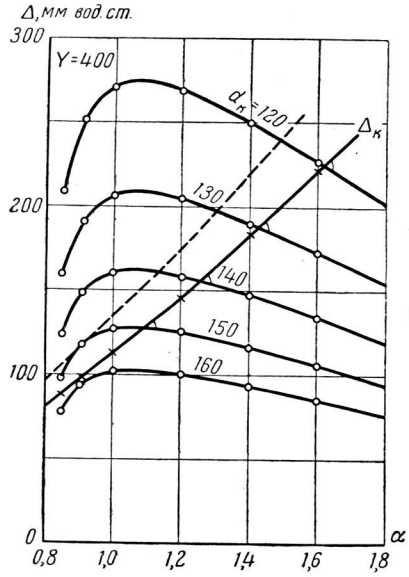
$$\Delta_e \approx f(\gamma_{ік}).$$

Правые ветви кривых $\Delta_e = f(\alpha)$ на фиг. 194—199 показывают уменьшение Δ_e с увеличением α, что объясняется возрастанием величины тепловых потерь с уходящими газами ($q_з$) и особенно с механическим уносом ($q_у$); при этом к. п. д. котла с увеличением α понижается, а следовательно, уменьшается B_m и эффективность работы струи.

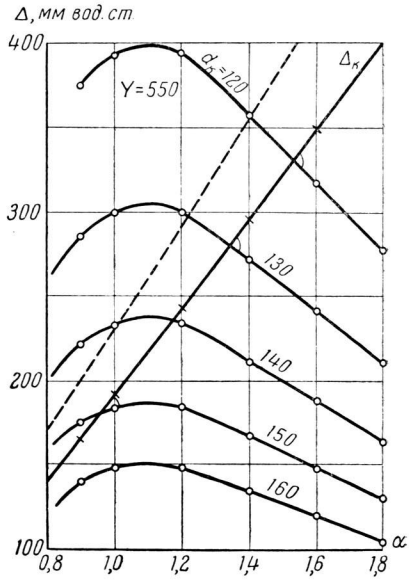
Левые ветви кривых $\Delta_e = f(\alpha)$ показывают, что, начиная с некоторого значения величины α (около 1,1—1,2), дальнейшее ее уменьшение влечет за собой довольно резкое (особенно при больших форсировках) снижение Δ_e. Объяснение этого явления следует искать в том, что при чрезмерном уменьшении α резко возрастают потери тепла от химической неполноты горения (фиг. 18), перекрывая незначительное в этой области уменьшение потерь $q_з$ и $q_у$.

Таким образом, кривые $\Delta_e = f(\alpha)$ всегда обращены выпуклостью вверх и имеют максимум при $\alpha = 1{,}1—1{,}2$.

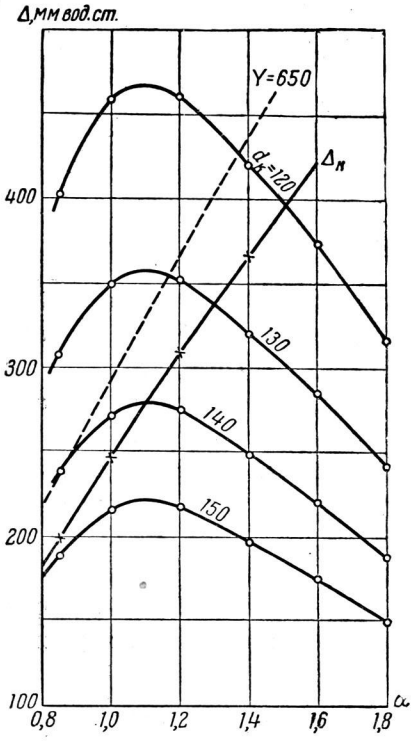
При такой форме кривых $\Delta_к = f'(\alpha)$ и $\Delta_e = f(\alpha)$ взаимное их пересечение не всегда обеспечено.



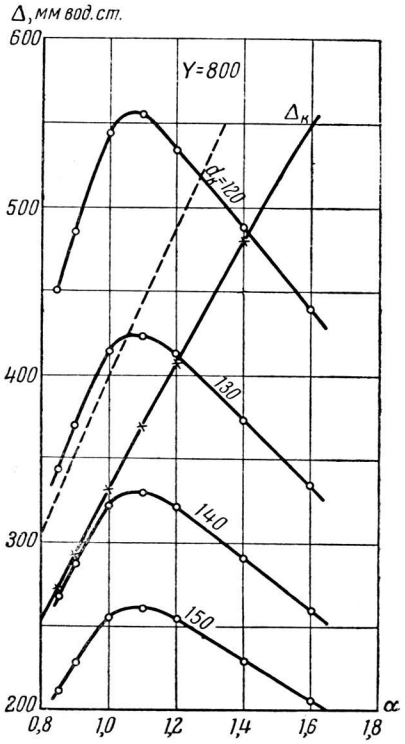
Фиг. 196.



Фиг. 197.



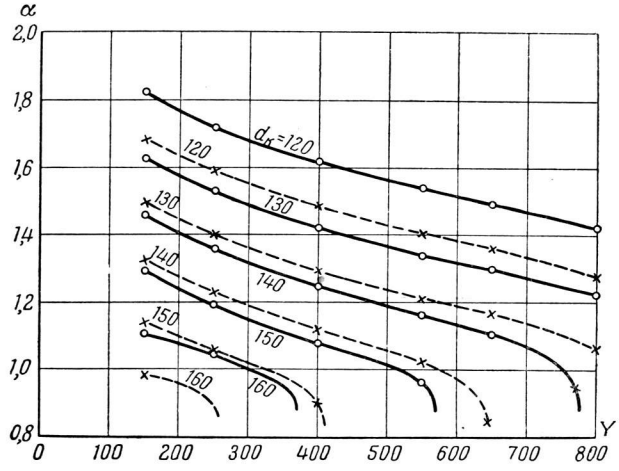
Фиг. 198.



Фиг. 199.

Рассматривая, например, фиг. 199, видим, что при конусном насадке диаметром 120 и 130 мм кривые Δ_e пересекаются с кривой сопротивления $\Delta_к$, причем левее точки пересечения поднимаются над кривой $\Delta_к$ достаточно высоко; кривая Δ_e при насадке 140 мм уже не пересекается с кривой сопротивления, хотя почти приходит с ней в контакт при $\alpha=0{,}9-1{,}0$; наконец, Δ_e при $d_к=150$ мм на всем своем протяжении лежит значительно ниже кривой $\Delta_к$.

Переводя описанную картину на язык эксплуатации паровоза, мы должны сказать следующее: реализация форсировки $Y=800$ вполне возможна при круглом конусе диаметром 120 мм с избытком воздуха



Фиг. 200.

$\alpha=1{,}31$; при диаметре конуса 130 мм—с избытком воздуха $\alpha=1{,}21$. При насадке конуса с диаметром 140 мм, а тем более 150 мм форсировка $Y=800$—недостижима, так как при любом режиме α величина Δ_e разрежения, реализуемого в дымовой коробке струей выхлопного пара, не сможет достичь величины $\Delta_к$, обеспечивающей работу паровоза с данным α.

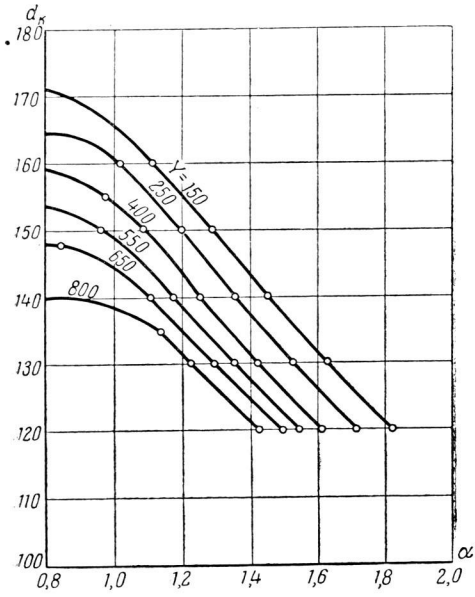
Таким образом, предельная величина форсировки, которая может быть реализована на паровозе Э^м при каменноугольном отоплении с насадком круглого конуса 140 мм, будет несколько меньше $Y=800$, т. е. $\max Y \approx 780$. Форсировка $Y=800$ может быть реализована лишь при диаметре насадка круглого конуса не больше чем 139 мм.

Кривые на фиг. 200 показывают, что при диаметре конусного насадка 150 мм предельная величина реализуемой форсировки составляет уже около 570 кг/м^2 час, а при конусе 160 мм — всего 370 кг/м^2 час. Предельная же величина форсировки при насадках 130 и 120 мм находится за пределами нашего анализа и вообще за пределами реальной возможности.

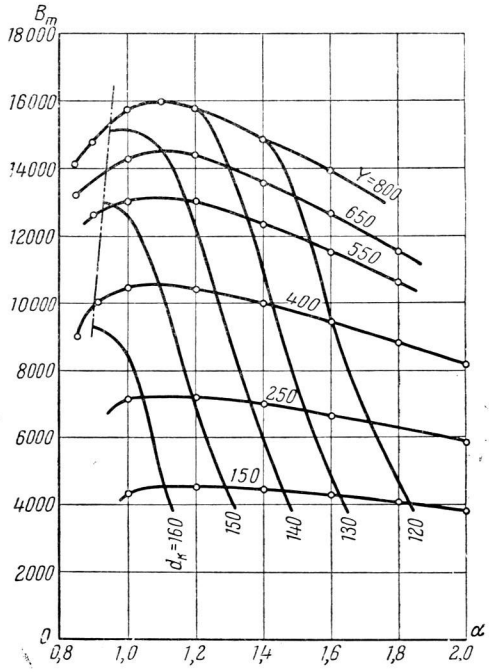
Предельные значения $d_к$ для различных Y можно оценить по фиг. 201, построенной на основе тех же данных (табл. 54—57).

Выявленное и расшифрованное нами «ограничение мощности паровоза по размерам конусного насадка» трактуется впервые в паровозной науке и обязано своим появлением проведенному нами теоретическому анализу.

Пунктирные кривые, нанесенные на фиг. 194—200, относятся к случаю подсоса воздуха через неплотности дымовой коробки, при размере этого подсоса ΔG, равном 20% от полезного подсоса.



Фиг. 201.



Фиг. 202.

На фиг. 202, 203 и 204 нанесены в функции от α значения весовой (B_m) и объемной ($B_m v_{уд}$) паропроизводительности котла, а также расхода угля на 1 м³ рабочего пара $\frac{B_h}{B_m}$, взятые из табл. 54—57. Точки одноименных форсировок ($Y = \text{const}$) соединены кривыми.

По данным фиг. 202 на фиг. 205 даны кривые $B_m = f(Y)$ для различных конусных насадков.

Таблица 58

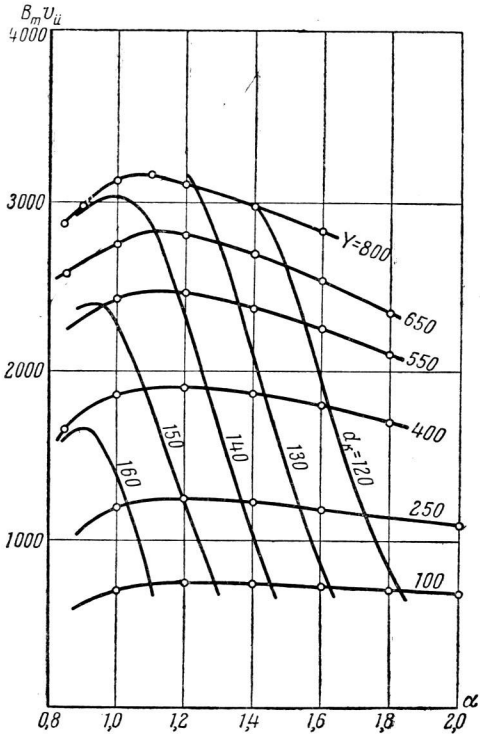
Значения α для различных Y и $d_к$					
Y	$d_к$				
	120	130	140	150	160
150	1,831	1,622	1,455	1,290	1,110
250	1,715	1,530	1,360	1,195	1,046
400	1,618	1,624	1,255	1,084	—
550	1,540	1,340	1,178	0,960	—
650	1,503	1,298	1,102	—	—
800	1,416	1,214	—	—	—

На полученные три семейства кривых:

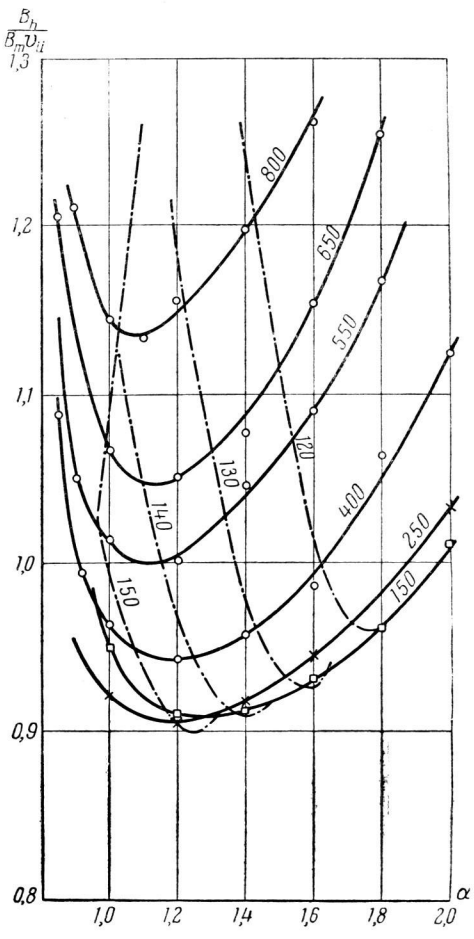
$$B_m = f(\alpha, Y);\quad B_m v_{ü} = f_1(\alpha, Y) \text{ и } \frac{B_h}{B_m v_{ü}} = f_2(\alpha, Y)$$

нанесены «равновесные» значения α, взятые из табл. 58, и также соединены между собой кривыми, относящимися к определенным $d_к$ (пунктир). Условным пунктиром (тире — точка) нанесено «ограничение по конусу».

Изучение этих кривых показывает, что наивыгоднейшая работа паровоза (максимум кривых $B_m v_{ü} = f_1(\alpha)$ при $Y = \text{const}$ на фиг. 203, или минимумы кривых $\frac{B_h}{B_m v_{ü}} = f_2(\alpha)$ при $Y = \text{const}$ на фиг. 204) получается при значениях $\alpha = 1{,}1 \div 1{,}2$[1].



Фиг. 203.



Фиг. 204. Расход угля в килограммах на приготовление 1 м³ рабочего пара.
(Цифры на сплошных кривых —Y, кг/м² час; цифры на пунктирных кривых — $d_к$, мм).

Наиболее подходящим для осуществления этих условий конусным насадком (круглого сечения) является насадок с диаметром $d_к = 140$ мм[2].

[1] Этот вывод остается в силе для любого паровоза на каменноугольном отоплении.

[2] Величина наивыгоднейшего насадка круглого или четырехдырного конуса может быть установлена для паровоза любой серии при помощи расчетов, аналогичных приведенным выше.

Применение насадков меньшего сечения неизбежно влечет за собой пережог топлива. Величина этого пережога устанавливается следующим образом: из фиг. 204 для $Y = 400$ и конусного насадка диаметром 140 мм находим

$$\frac{B_h}{B_m} = 0{,}942;$$

при том же Y, но при конусе 120 мм будем иметь

$$\frac{B_h}{B_m} = 1{,}000.$$

Перерасход угля составляет:

$$\Delta Y = \frac{1{,}000 - 0{,}942}{0{,}942} 100 = 6{,}2\%.$$

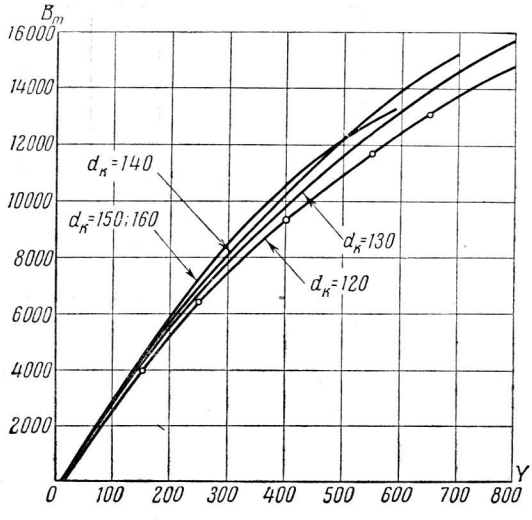
Подсчитанные этим способом величины пережогов приведены в табл. 59 и нанесены на фиг. 206.

Таблица 59

		Y, кг/м² час					
		150	250	400	550	650	800
$\frac{B_h}{B_m v_{\text{й}}}$	при $d_{\text{к}}$=140	0,915	0,909	0,942	1,002	1,040	1,138
	при $d_{\text{к}}$=120	0,968	0,965	1,000	1,075	1,116	1,206
ΔY, %		5,8	6,2	6,2	7,3	7,3	6,0

Величина этого пережога мало зависит от форсировки и в среднем может быть оценена цифрой 6,0—6,5%.

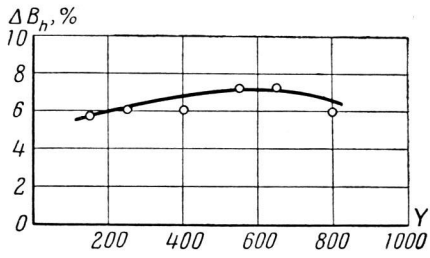
Действительная величина перерасхода топлива будет еще выше, так как повышение противодавления в головке конуса благодаря уменьшению его сечения с 140 до 120 мм заставит машиниста ехать с большими степенями наполнения ε, т. е. с пониженным индикаторным к. п. д. машины.



Фиг. 205.

Полученные цифры наглядно свидетельствуют о том, как вредно допускать езду с затянутым конусом и как неукоснительно надо требовать от паровозной бригады строгого соблюдения предписанных размеров выхлопного сечения конусных насадков.

Очень наглядным примером в этом отношении является эксплуатация на наших железных дорогах паровозов серии ФД. Во время паспортных испытаний этого паровоза на донецких углях на нем был установлен четырехдырный конус с диаметром отверстий 95 мм. Во время этих испытаний паровоз свободно давал до 70—75 кг пара в час с 1 м² испаряющей поверхности нагрева, и только для реализации паросъема до 83 кг/м² час был поставлен насадок с диаметром отверстий 90 мм. При таком насадке, даже при $Y = 1000$ кг/м² час топка работала с избытком воздуха $\alpha = 1{,}25$.



Фиг. 206.

При рядовой эксплуатации наибольшая (расчетная) форсировка составляет лишь 65 кг/м² час, следовательно, насадок диаметром 95 мм, не говоря уже о 90 мм, был бы вполне подходящим.

Между тем на дорогах Сибири при отоплении углями Кузнецкого бассейна, по качеству ничуть не уступающими хорошим донецким, применяется диаметр насадка четырехдырного конуса 85 мм, а в Европейской части Союза на донецких углях применяют 75—80 мм.

Ясно, что работа с такими насадками или является вынужденной вследствие неисправного состояния паровоза (неплотности дымовой коробки, перекошенное или смещенное положение конуса) или практикуется несознательно (если паровоз исправен), в результате чего — неизбежный пережог топлива. Можно без преувеличения сказать, что величина применяемого диаметра конусных насадков на данном паровозе и топливе является показателем культурного уровня депо и паровозной бригады.

Глава V

ВЛИЯНИЕ ТИПА И РАЗМЕРОВ КОНУСА НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ПАРОВОЗА В ЦЕЛОМ

Этот важнейший вопрос проанализируем в следующих двух направлениях:

1) как влияет уменьшение выхлопного сечения конуса на работу паровоза в целом;

2) каков пережог топлива при замене четырехдырного конуса круглым.

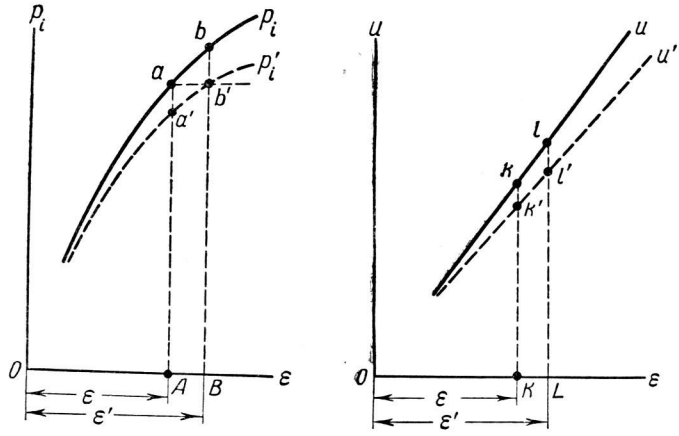
Первый вопрос рассматривался в предыдущей главе, но исключительно с точки зрения влияния «затяжки» конуса на работу котла. Между тем мы знаем, что затяжка конуса вызывает повышение противодавления в паровых цилиндрах, что заставляет для сохранения (при затянутом конусе) той же индикаторной мощности пользоваться большими отсеч-

ками ε (при той же скорости хода V); изменение же степени наполнения ε влияет, как известно, на экономичность работы паровой машины паровоза. Эта сторона вопроса и составляет предмет исследования в настоящей главе.

Пусть для данного типа паровоза при нормальной величине выхлопного сечения конусного насадка получены из опытов зависимости

$$p_i = f(\varepsilon) \text{ и } u = f_1(\varepsilon)$$

для некоторой постоянной скорости хода $V = \text{const}$, представленные на фиг. 207. Величину среднего индикаторного давления и расхода пара на рабочий ход поршня для нормального сечения конуса $f_к$ будем обозначать через p_i и u.



Фиг. 207.

Для некоторой произвольно выбранной степени наполнения ε величина p_i изобразится отрезком Aa, а величина u — отрезком Kk.

Имеем

$$B_m = u \frac{V}{\pi D} \frac{1000}{4};$$

подсчитаем весовую скорость выхлопа пара в конусном насадке:

$$U_e = \frac{B_m}{3600 f_к}.$$

Подставляя эту величину в выражение (387) и полагая в нем $\mu_0 = 1{,}0$, найдем величину противодавления p_e в конусном насадке.

Если теперь площадь сечения конуса будет уменьшена до величины $f_к'$, то легко найдутся новые значения весовой скорости и противодавления:

$$U_e' \text{ и } p_e'.$$

Итак, в результате затяжки конуса противодавление в конусном насадке возросло на величину

$$\Delta p_e = p_e' - p_e.$$

Между величиной избыточного давления пара в конусном насадке (p_e) и избыточным давлением на нерабочую сторону поршня (p_B), изображаемым на индикаторной диаграмме линией выталкивания пара из цилиндра, существует всегда зависимость, близкая к прямой пропорциональности:

$$(p_B - 1) = \psi (p_e - 1);$$

величина коэффициента ψ зависит от размеров и конфигурации выхлопного тракта; для паровоза серии ФД, например, $\psi = 1{,}5$.

Итак, при затяжке конуса получаем повышение давления на нерабочую сторону поршня на величину

$$\Delta p_B = \psi \Delta p_e = \Delta p_i.$$

Следовательно, при затянутом конусе $f_к'$ для скорости V и отсечки ε получим величину среднего индикаторного давления

$$p_i' = (p_i)_0 - \Delta p_i,$$

изображаемую на фиг. 207 отрезком Aa'.

Производя подробные вычисления для различных ε, получим ряд точек для построения кривой

$$p_i' = f(\varepsilon),$$

изображенной на левом графике фиг. 207 пунктиром.

Путем специальных исследований, проверенных на опыте, установлено, что уменьшение величины среднего индикаторного давления в цилиндре, происходит ли оно за счет уменьшения давления выпуска или за счет повышения давления на нерабочую сторону поршня, не влияет сколько-нибудь заметно на экономичность индикаторного процесса работы пара в цилиндре, т. е.

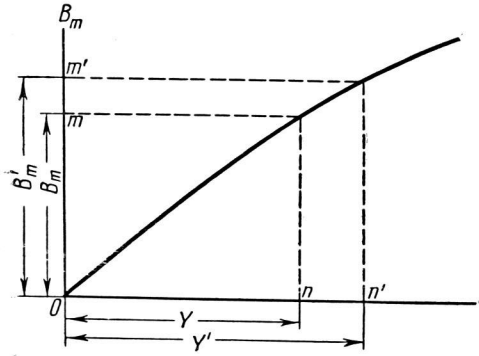
$$\frac{p_i'}{p_i} = \frac{u'}{u}.$$

При помощи этой пропорции находим величину u' при затянутом конусе для скорости V и отсечки ε (отрезок Kk' на правом графике фиг. 207) и строим кривую $u' = f(\varepsilon)$.

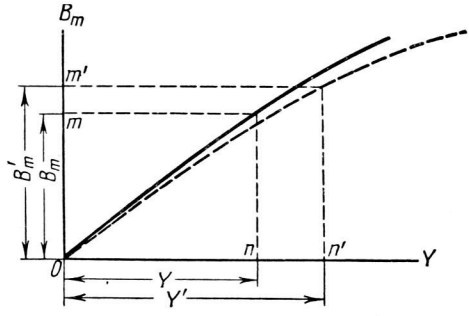
Рассмотрим сначала тот случай, когда затяжка конуса вызвана неисправностью паровоза (неплотная дымовая коробка). В этом случае после затяжки конуса тяга газов через котел (полезная тяга) может совершенно не измениться, и весь избыток мощности выхлопной струи будет расходоваться на выталкивание в атмосферу вместе с продуктами сгорания подсосанного через неплотности воздуха. При этих условиях рабочий

режим котла и при затянутом конусе останется прежним, единственным же последствием затяжки явится повышение давления на нерабочие стороны поршней паровых цилиндров, вызванное увеличением сопротивления паровыхлопного тракта при затянутом конусе.

Для данных V и ε работа паровой машины паровоза при «нормальном» сечении конуса характеризуется величинами p_i и u.



Фиг. 208.



Фиг. 209.

Вычисляем B_m и по представленной на фиг. 208 кривой $Y = \Phi(B_m)$, построенной для данного паровоза по опытным материалам, находим величину Y, необходимую и достаточную для выполнения данного режима работы (V, ε).

После затяжки конуса паровоз должен развивать ту же мощность, т. е. при $V = \text{const}$ он должен сохранить прежнюю величину p_i, что при затянутом конусе может быть достигнуто только некоторым увеличением степени наполнения ε до величины ε' (отрезок OB на левом графике фиг. 207). Как видно, при этой отсечке затяжка конуса вызвала уменьшение величины среднего индикаторного давления в отношении $Bb' : Bb$. В этом же отношении должна уменьшаться и величина удельного расхода пара; обозначая эту величину для нормального конуса при отсечке ε' через u'' (отрезок Ll на фиг. 207), находим для условий работы при отсечке ε' с затянутым конусом

$$u' = u'' \frac{p_i}{p'_i} = Ll \frac{Bb'}{Bb} = Ll'$$

потребная часовая паропроизводительность при затянутом конусе

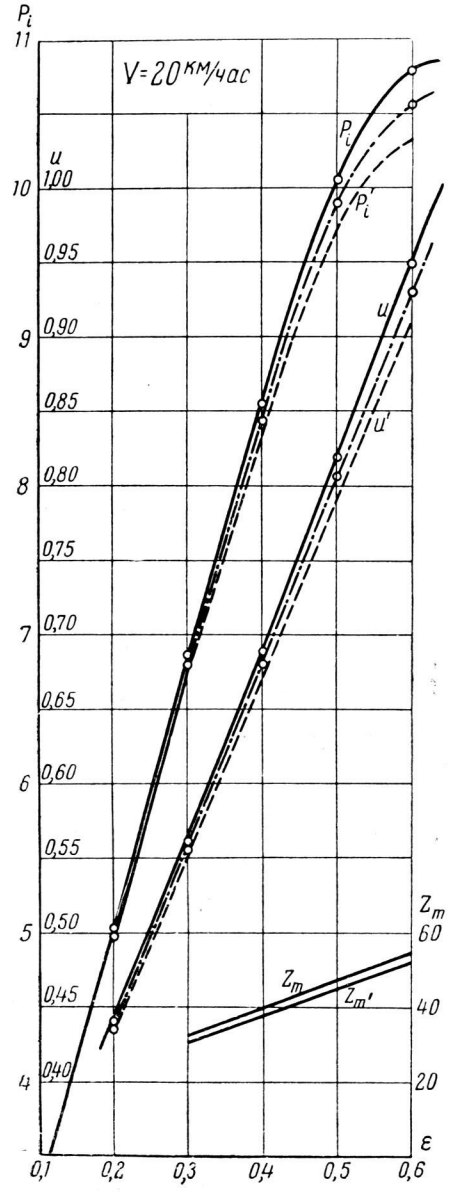
$$B'_m = u'' \frac{V}{\pi D} \frac{1000}{4}.$$

Потребный расход топлива Y' найдется по кривой на фиг. 208.

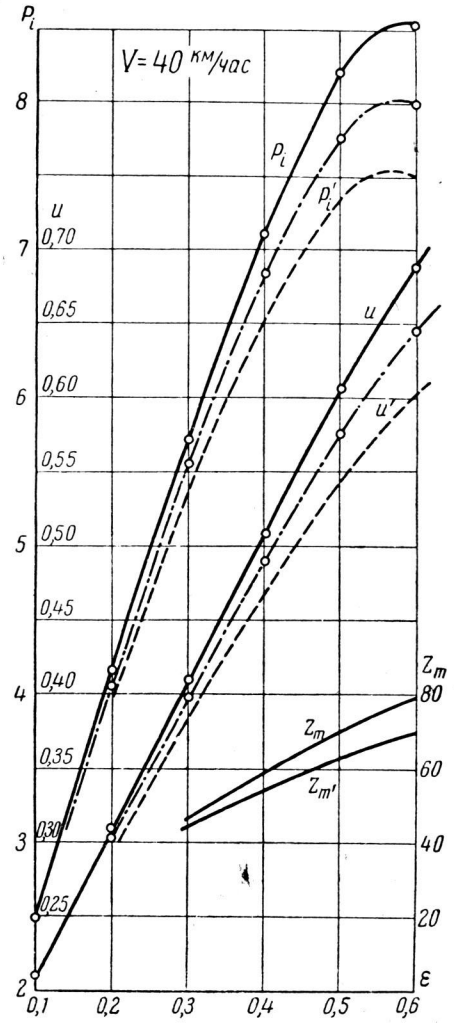
Пережог топлива для данного случая составит:

$$\Delta Y = \frac{Y' - Y_0}{Y_0} 100\,\%.$$

Здесь необходимо заметить, что если величина u' (отрезок Ll на фиг. 207) получится меньше величины u (отрезок Kk), то $Y' < Y$. Иными словами, в некоторых случаях затяжка конуса с точки зрения работы паровой машины может даже оказаться выгодной. Такое явление может иметь место только при малых степенях наполнения парового цилиндра паром ($\varepsilon < 0{,}3$).



Фиг. 210.



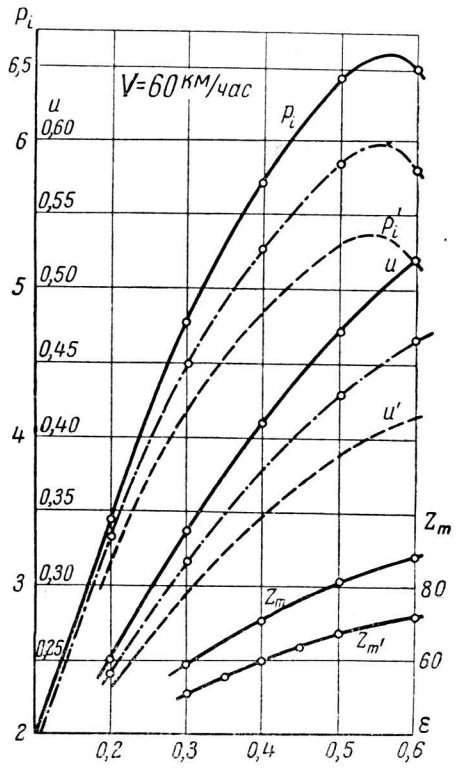
Фиг. 211.

Кроме рассмотренного, в паровозной практике нередко встречается и другой случай, когда конус уменьшенного (против разумной нормы) сечения устанавливается на вполне исправном паровозе (при низкой квалификации бригад и отсутствии грамотного руководства). В этом

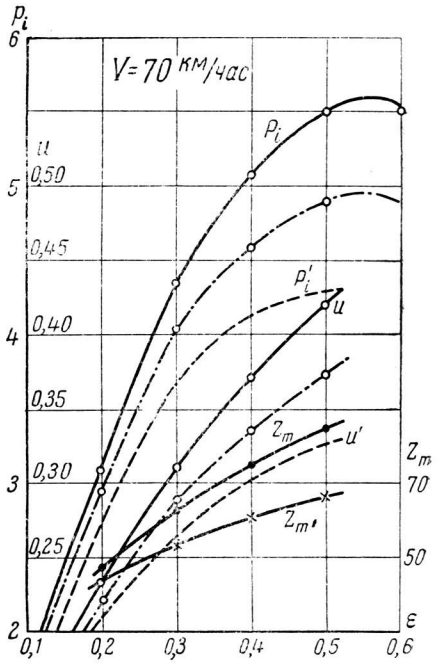
случае излишек мощности струи идет на усиление тяги газов в котле, т. е. вызывает ненужное увеличение коэффициента избытка воздуха со всеми вытекающими отсюда последствиями (увеличение механического уноса и потерь с уходящими газами, понижение к. п. д. котла).

На примере паровоза серии Э^{м} мы уже видели, что кривая $B_m = \Phi(Y)$ расположится в этом случае ниже нормальной.

На фиг. 209 сплошная кривая относится к конусу нормального



Фиг. 212.



Фиг. 213.

сечения, пунктир — для паровоза с затянутым конусом. Ясно, что при одних и тех же значениях величин B_m и B_m' разница между Y' и Y в этом случае будет значительно больше, чем при «вынужденной» затяжке конуса. Ненужная затяжка конуса на вполне исправном паровозе вносит ухудшение как в работу котла, так и паровой машины.

Пользуясь изложенным методом, можно определить величины $\Delta Y\%$ для любого паровоза и для любых комбинаций величин ε и V.

На фиг. 210—213 приведены кривые

$$p_i = f(\varepsilon) \text{ и } u = f_1(\varepsilon),$$

построенные по данным непосредственных опытов с серийным паровозом ФД для $V = 20$, 40, 60 и 70 км/час.

Табл. 60 содержит итоги первого этапа подсчетов, дающего для разных V и ε значения p_i и u' для затянутого конуса.

Таблица 60

ε	p_i	u	B_m	U_e	p_e	$U_{e'}$	$p_{e'}$	Δp_e	Δp_i	$p_{i'}$	u'	V
0,1	3,27	0,312	5 300	52,0	1,023	73,3	1,048	0,025	0,037	3,233	0,3085	
0,2	5,01	0,438	7 440	72,9	1,048	102,8	1,098	0,050	0,075	4,935	0,4314	
0,3	6,86	0,560	9 512	93,3	1,078	131,5	1,169	0,091	0,136	6,724	0,5488	
0,4	8,55	0,688	11 686	114,6	1,129	161,5	1,275	0,146	0,219	8,331	0,6704	20
0,5	10,05	0,818	13 894	136,2	1,187	192,0	1,412	0,225	0,337	9,713	0,7906	
0,6	10,77	0,949	16 119	158,0	1,260	222,8	1,592	0,332	0,498	10,332	0,9095	
0,2	4,155	0,309	10 495	102,9	1,102	145,1	1,214	0,112	0,168	3,987	0,2965	
0,3	5,715	0,410	13 928	136,5	1,190	192,5	1,415	0,225	0,338	5,377	0,3857	
0,4	7,11	0,509	17 291	169,5	1,308	239,0	1,694	0,386	0,580	6,530	0,4675	40
0,5	8,205	0,607	20 620	202,1	1,463	285,0	2,028	0,565	0,847	7,358	0,5443	
0,6	8,535	0,688	23 370	229,1	1,630	323,0	2,330	0,700	1,050	7,485	0,6033	
0,1	1,95	0,169	8 400	82,7	1,060	116,6	1,130	0,070	0,105	1,845	0,1599	
0,2	3,435	0,251	12 790	125,4	1,160	176,8	1,340	0,180	0,270	3,165	0,2313	
0,3	4,77	0,337	17 172	168,3	1,300	237,3	1,682	0,382	0,573	4,197	0,2965	
0,4	5,70	0,409	20 841	204,3	1,475	288,1	2,055	0,580	0,870	4,830	0,3466	60
0,5	6,425	0,472	24 051	235,8	1,672	332,5	2,420	0,748	1,122	5,303	0,3896	
0,6	6,48	0,521	26 548	260,3	1,840	367,0	—	—	—	—	—	
0,1	1,755	0,160	9 452	92,7	1,078	130,6	1,170	0,092	1,138	1,617	0,1474	
0,2	3,09	0,233	13 854	135,8	1,191	191,5	1,417	0,226	0,339	2,751	0,2074	
0,3	4,35	0,313	18 450	180,9	1,363	254,8	1,800	0,437	0,655	3,695	0,2633	70
0,4	5,07	0,371	22 055	216,2	1,547	304,8	2,175	0,628	0,942	4,128	0,3021	
0,5	5,50	0,420	24 968	244,8	1,735	345,1	2,540	0,805	1,207	4,293	0,3278	

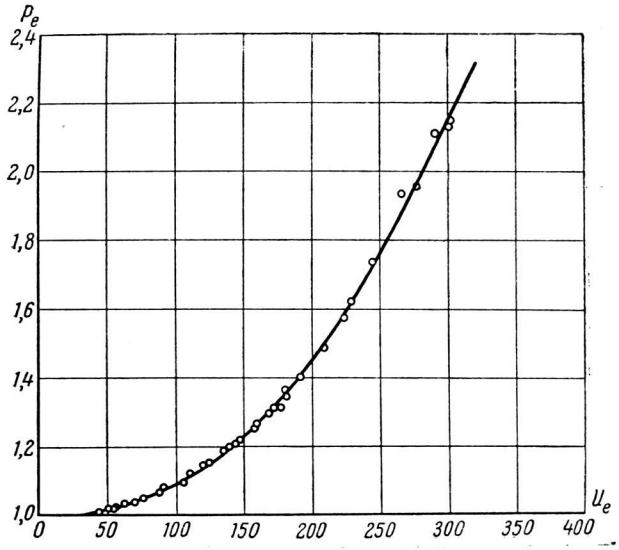
Для паровоза серии ФД в качестве нормального принят четырехдырный конус с раздельным выхлопом пара, имеющий диаметр отверстий 95 мм и общую площадь выхлопного сечения $f_к = 0{,}028338$ м², с таким конусом и производились все опытные поездки.

Для сравнения в качестве «затянутого» конуса взят конус того же типа, но с диаметром отверстия 80 мм и площадью выхлопного сечения $f'_к = 0{,}020096$ м².

По данным табл. 60 на фиг. 210—213 нанесены пунктиром значения p'_i и u' для конуса $d_к = 80$ мм[1].

На фиг. 214 и 215 приведены кривые $p_e = f(U_e)$ и $p_в = f_1(U_e)$, по которым при подсчетах брались значения p_e; p'_e и Δp_i; на фиг. 216 даны кривые $Z_m = f(Y)$ для угля марки Д при нормальном и затянутом конусе. Верхняя кривая (для $d_к = 95$ мм) построена по непосредственным опытным данным с паровозом серии ФД; нижняя — получена тем же путем, как и кривые на фиг. 205 для паровоза серии Эм.

[1] Условный пунктир относится к последующему изложению.



Фиг. 214. Зависимость давления пара в конусном насадке p_e от весовой скорости выхлопа U_e для паровоза серии ФД.

В табл. 61—64 дан цифровой материал по сравнительному обследованию работы паровоза серии ФД с четырехдырными конусами $d_к = 95$ и 80 мм.

$V = 20$ км/час Таблица 61

ε . . .	0,200	0,300	0,400	0,450	0,500	0,525
p_i . . .	5,008	6,862	8,550	9,375	10,050	10,310
u	0,4375	0,5600	0,6880	0,7523	0,8180	0,8515
B_m . . .	7 431	9 512	11 686	12 778	13 894	14 675
Z_m . . .	25,17	32,22	38,58	43,28	47,06	49,71
Y . . .	193	257	331	369	410	440
ε' . . .	0,204	0,310	0,416	0,472	0,537	0,600
$p_{i''}$ . .	5,070	7,025	8,828	9,700	10,425	10,770
u'' . . .	0,4425	0,5725	0,7093	0,7824	0,8675	0,9490
u' . . .	0,4371	0,5592	0,6870	0,7562	0,8363	0,9085
$B_{m'}$ . .	7 424	9 498	11 669	12 844	14 205	15 431
$Z_{m'}$ . .	25,15	32,17	39,53	43,51	48,12	52 27
Y' . . .	193/214	256,5/284	330,5/369	371,4/421	421/487	474/550
ΔY, % .	0/10,88	—0,20/10,50	—0,15/11,48	0,65/14,10	2,68/18,8	7,73/25,0

Реализуемый расход угля на 1 м² решетки Y' подсчитан в двух предположениях: для паровоза с неплотностями дымовой коробки (топка работает с нормальными избытками воздуха, несмотря на затянутый конус); для паровоза исправного, работающего при $d_к = 80$ мм с завышенными α. В первом случае величины Y' определялись по верхней кривой фиг. 216, во втором — по нижней.

$V = 40$ км/час

Таблица 62

ε	0,200	0,250	0,300	0,350	0,400	0,425	0,435
p_i	4,150	4,987	5,725	6,445	7,110	7,425	7,530
u	0,309	0,360	0,4100	0,4585	0,5090	0,5328	0,5430
B_m	10 497	12 229	13 928	15 575	17 291	18 099	18 446
Z_m	35,56	41,43	47,18	52,76	58,57	61,31	62,48
Y	290	351,5	409	479	565	606	626
ε'	0,213	0,272	0,327	0,393	0,467	0,530	0,560
p_i'	4,395	5,328	6,112	7,030	7,875	8,395	8,500
u''	0,3225	0,3815	0,4350	0,5005	0,5745	0,6330	0,6575
u'	0,3045	0,3571	0,4075	0,4588	0,5187	0,5599	0,5825
$B_{m'}$	10 344	12 131	13 843	15 585	17 620	19 020	19 789
$Z_{m'}$	35,04	41,09	46,83	52,79	59,69	64,43	67,04
Y'	285/316	348/389	405/466	479/560	584/681	659/775	701/835
ΔY, %	—1,72/8,96	—1,00/10,67	—0,98/13,94	0,08/16,91	3,54/20,53	8,75/27,89	12,62/33,39

$V = 60$ км/час

Таблица 63

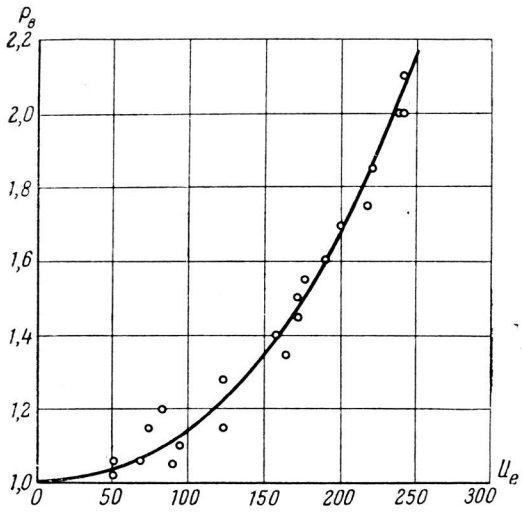
ε	0,200	0,250	0,300	0,325	0,350	0,360
p_i	3,437	4,150	4,770	5,035	5,275	5,372
u	0,2505	0,2945	0,3370	0,3568	0,3752	0,3828
B_m	12 764	15 006	17 172	18 181	19 118	19 506
Z_m	43,24	50,83	58,17	61,59	64,96	66,09
Y	368	453	555	614	669	689
ε'	0,223	0,297	0,388	0,438	0,496	0,530
p_i'	3,775	4,750	5,600	6,000	6,400	6 535
u''	0,2710	0,3350	0,4010	0,4350	0,4700	0,4875
u'	0,2467	0,2928	0,3416	0,3650	0,3874	0,4007
$B_{m'}$	12 570	14 920	17 407	18 600	19 740	20 418
$Z_{m'}$	42,58	50,54	58,96	63,01	66,87	69,17
Y'	361,4/406	449/524	567/668	639/745	701/833	743/885
ΔY, %	—1,80/10,33	—0,88/15,67	2,16/20,36	4,07/21,34	4,78/24,57	7,84/28,45

$V = 70$ км/час

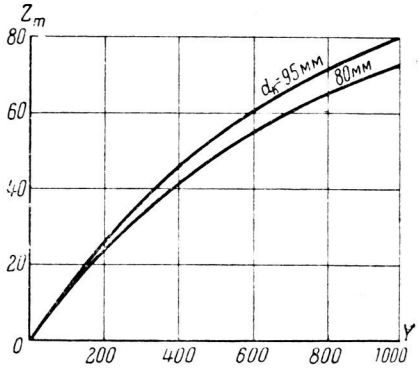
Таблица 64

ε	0,200	0,250	0,275	0,290	0,300
p_i	3,087	3,750	4,060	4,230	4,350
u	0,2325	0,2732	0,2915	0,3025	0,3100
B_m	13 822	16 241	17 329	17 982	18 450
Z_m	46,82	55,02	58,70	60,92	62,50
Y	407	512	568	602	669
ε'	0,233	0,312	0,380	0,448	$> 0,6$
p_i'	3,525	4,450	4,967	5,320	—
u''	0,2592	0,3175	0,3600	0,3950	—
u'	0,2270	0,2676	0,2943	0,3141	—
$B_{m'}$	13 495	15 908	17 495	18 673	—
$Z_{m'}$	45,71	53,89	59,26	63,25	—
Y'	396/450	496/578	577/675	640/750	—
ΔY, %	—2,70/10,56	—3,12/12,89	1,58/18,84	6,31/24,62	—

Итоги произведенного исследования убеждают нас в том, что без действительной необходимости уменьшение площади выхлопного сечения конуса совершенно недопустимо, так как ведет к весьма ощутимым пережогам топлива; если же затяжка конуса, вызванная неплотностями дымовой коробки, не нару-



Фиг. 215. Зависимость давления пара при выталкивании из парового цилиндра $p_в$ от весовой скорости выхлопа U_e для паровоза серии ФД.



Фиг. 216.

шает нормальной работы котла, то вредные последствия такой затяжки значительно меньше и обнаруживаются лишь при $\varepsilon > 0{,}3$ и $Z_m > 50$, т. е. при более или менее тяжелых условиях работы паровоза, однако и в этом случае при расчетной форсировке котла $Z_m = 65$ пережог не опускается ниже 6%.

На фиг. 217 и 218 представлено уменьшение мощности паровоза серии ФД при замене конуса с диаметром отверстий 95 мм конусом 80 мм.

Вся совокупность приведенных данных диктует нам совершенно четкую техническую политику в области конусных установок на паровозах:

1) требовать, чтобы дымовые коробки паровозов были герметически плотны;

2) установить жесткую шкалу размеров конусных насадков для разных серий паровозов и категорий топлива;

3) категорически запретить паровозным бригадам какие бы то ни было необоснованные отступления от установленной шкалы размеров.

Переходя к сравнительной оценке конусов круглого и четырехдырного сечения, мы должны провести это сравнение в условиях одинакового эффекта тяги, обеспечиваемой в обоих случаях.

В предыдущем изложении были выведены эмпирические зависимости полезной удельной мощности конусной установки от весовой скорости струи выхлопного пара:

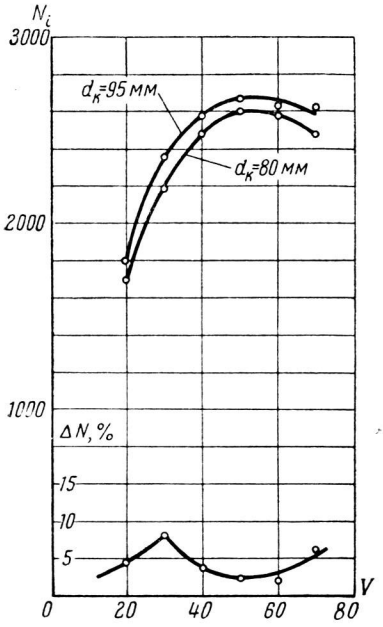
$\frac{G\Delta}{D\gamma} = 0{,}0670\ U_e^{1{,}7}$ — для насадков круглого сечения и

$\frac{G\Delta}{D\gamma} = 0{,}0915\ U_e^{1{,}7}$ — для четырехдырного конуса.

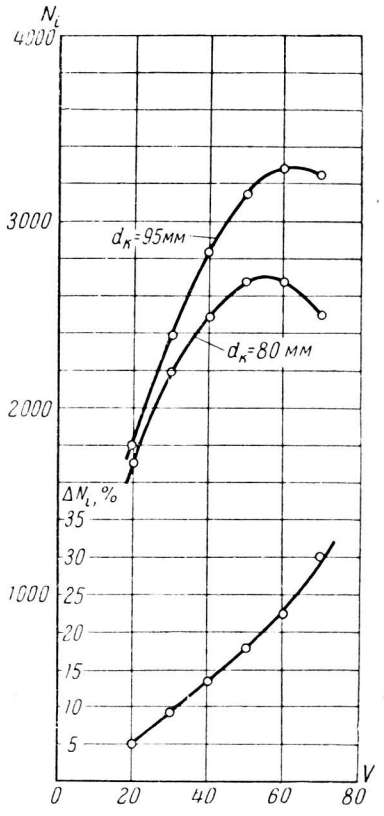
Обозначая весовую скорость и площадь выхлопного сечения для круглого конуса через U_e и $f_к$, а для четырехдырного — через U'_e и $f'_к$ и соединяя знаком равенства правые части предыдущих выражений, находим:

$$\frac{f_к}{f'_к} = \frac{U'_e}{U_e} = \frac{0{,}0670}{0{,}0915}^{1/1.7} = 0{,}8177.$$

Таким образом, если при испытаниях паровоза серии ФД на нем был установлен четырехдырный конус с диаметром отверстий 95 мм общей площадью 0,02834 м², то такой же точно полезный эффект тяги может



Фиг. 217. Ограничение мощности паровоза серии ФД по котлу (max $Z_m = 65$).



Фиг. 218. Ограничение мощности паровоза серии ФД по машине (max $\varepsilon = 0{,}6$).

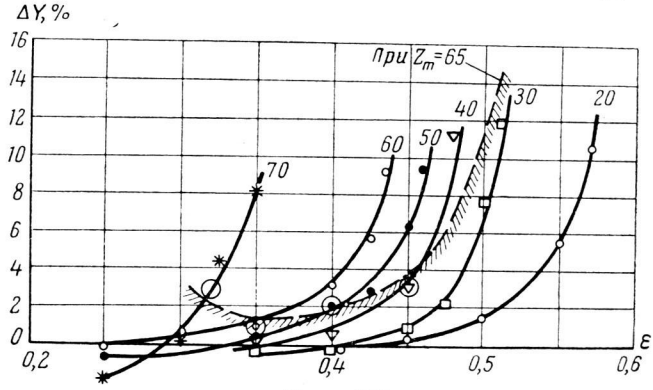
быть достигнут при круглом конусном насадке с площадью выхлопного сечения

$$f_к = 0{,}8177 \cdot 0{,}02834 = 0{,}02317 \text{ м}^2,$$

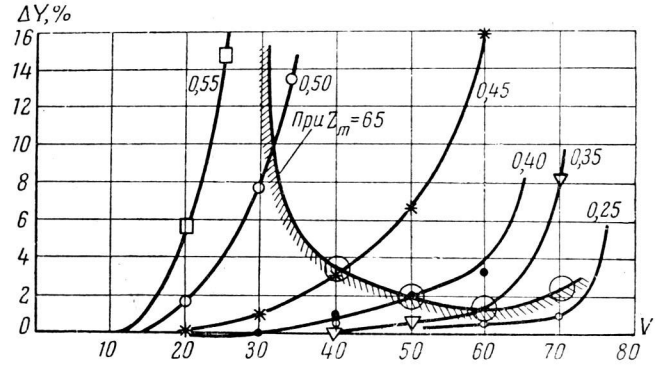
т. е. при диаметре насадка $d_к = 171{,}8$ мм.

Для этих двух величин площади выхлопного сечения конуса мы и должны произвести сравнительный анализ, совершенно аналогичный предыдущему.

Кривые $p_i' = f(\varepsilon)$ и $u' = f_1(\varepsilon)$ для круглого конуса нанесены на фиг. 210—213 условным пунктиром; величины p_e и p_B брались по тем же самым кривым на фиг. 214 и 215; величины Y (для круглого конуса)



Фиг. 219.



Фиг. 220.

и Y' (для эквивалентного по мощности четырехдырного конуса) брались по верхней кривой на фиг. 212.

Результаты сравнения представлены графически на фиг. 219 и 220 и могут быть коротко выражены следующими цифрами экономии топлива за счет замены круглых конусов четырехдырными с раздельным выхлопом:

на легком профиле пути (отсечки 0,2—0,4; скорости хода $V = 40 - 70$ км/час) сбережение топлива колеблется в пределах 0—2%;

на тяжелом профиле пути (отсечки 0,4—0,5; скорости 30—50) имеем экономию от 2 до 10%;

на затяжном подъеме (с расчетной форсировкой $Z_m = 65$) экономия составляет от 10 до 20% и более.

Таким образом, можно сказать, что четырехдырный конус должен быть обязательной принадлежностью всякого паровоза: без него невозможно развивать высокие скорости и форсировки при вождении тяжеловесных составов.

Глава VI

КОМПОНОВКА ДЫМОВОЙ ТРУБЫ С КОНУСОМ

После того, как определилась площадь сечения конусного насадка, а при выбранной конфигурации и все размеры сечения, остается наметить положение выхлопного сечения по высоте и размеры дымовой трубы.

На фиг. 221 O — центр поперечного сечения дымовой коробки; KK — линия габарита; aa — линия верхнего приближения очертания дымовой трубы к габариту, отстоящая от KK на 30 — 40 мм.

Эксплуатационная практика и специальные исследования показывают, что при наинизшем положении выхлопного сечения конуса достигается наибольший полезный эффект работы конусновытяжной установки. Это и понятно, так как всасывающее действие струи выхлопного пара должно быть тем больше, чем больше величина свободной боковой поверхности струи, соприкасающейся с газами, заполняющими дымовую коробку; боковая поверхность паровой струи играет роль насоса, перекачивающего продукты сгорания через дымовую трубу в атмосферу.

С другой стороны, как было указано выше, для уменьшения потери энергии на удар при выходе смеси пара с продуктами сгорания из дымовой трубы в атмосферу полезно уменьшать скорость в выходном сечении дымовой трубы, т. е. увеличивать размеры этого сечения, а это в свою очередь достигается при заданном наклоне образующей дымовой трубы — увеличением ее высоты. Таким образом, как высоту самой дымовой трубы, так и расстояние от узкого сечения (горловины) дымовой трубы до устья конуса полезно увеличивать, т. е. уровень выхлопного сечения конуса bb должен быть расположен как можно ниже.

Лабораторными опытами установлено, что расстояние BC (фиг. 221) от устья конуса до горловины дымовой трубы (высоту струи) следует назначать в пределах:

$$h_c = (4{,}0 \div 4{,}5)\, d_к,$$

где $d_к$ — диаметр круглого конуса.

Расстояние от линии bb до дна дымовой коробки выбирается из конструктивных соображений таким образом, чтобы обеспечить удобное размещение и укрепление головки конуса.

На новых паровозах серии Л, выпускаемых Коломенским заводом, уровень bb размещен даже ниже дна дымовой коробки, что можно только приветствовать.

Наметив уровень bb и отложив $BC = h_c$, получаем высоту рабочей части дымовой трубы

$$h_{тр} = AC.$$

Расстояние же от устья конуса до выходного сечения дымовой трубы составит

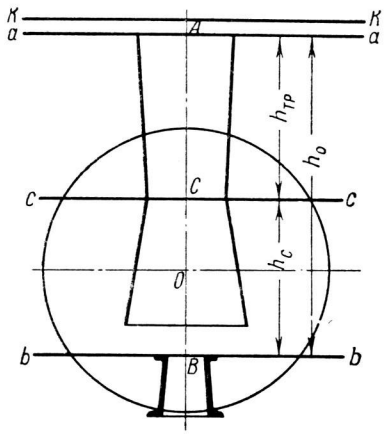
$$h_0 = h_c + h_{тр} = BC + AC = AB.$$

Наблюдения над истечением струи выхлопного пара из конусного насадка и фотографирование струи показывают, что она представляет собой коническую поверхность с углом наклона образующей, равным сначала $\operatorname{tg}\alpha = {}^1/_3$; такой наклон сохраняется на длине примерно 510 мм от выхлопного сечения (фиг. 222), после чего на всем остальном протяжении струи устанавливается угол наклона

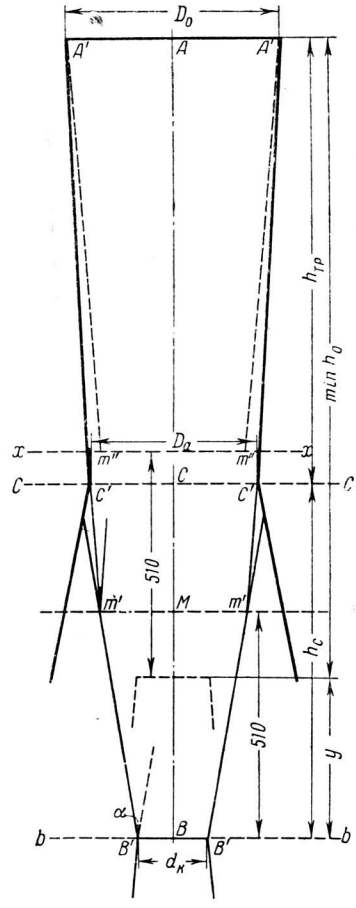
$$\operatorname{tg}\alpha_1 = {}^1/_6.$$

В подавляющем большинстве случаев высота свободной струи $h_c > 510$ мм, т. е. струя приходит в соприкосновение со стенками дымовой трубы в такой точке своего профиля, где $\operatorname{tg}\alpha_1 = {}^1/_6$.

Минимальный диаметр горловины дымовой трубы D_a определяется из ус-



Фиг. 221.



Фиг. 222.

ловия, что при наинизшем положении конуса струя не должна выходить за пределы узкого сечения трубы (фиг. 222):

$$D_a = C'C' = m'm' + \frac{MC}{6}.$$

Замечая, что

$$m'm' = B'B' + \frac{BM}{3} = d_к + \frac{510}{3} = d_к + 170,$$

$$MC = h_c - 510,$$

получим

$$D_a = d_к + 170 + \frac{h_c}{6} - \frac{510}{6} = d_к + 85 = \frac{h_c}{6}. \qquad (419)$$

Зная высоту $h_{тр}$ дымовой трубы (расстояние от горловины до выходного сечения) и задаваясь углом наклона ее образующей β (для цилиндрических труб $\operatorname{tg}\beta = 0$; для конических $\operatorname{tg}\beta = n =$ от $^1/_9$ до $^1/_{12}$), найдем диаметр выходного сечения трубы:

$$D_0 = A'A' = C'C' + ACn = D_a + h_{тр}n. \qquad (420)$$

Найдем теперь то предельное верхнее положение выхлопного сечения конуса, при котором еще сохранится соприкосновение струи с боковой поверхностью дымовой трубы в точке A'.

Для этого из точек A', A' проводим вниз лучи $A'\ m''$ с уклоном $^1/_6$, засекающие на некоторой горизонтали xx отрезок $m''m''$, равный отрезку $m'm'$.

Из условий построения находим:

$$D_0 = m''m'' + {}^1/_6\, h = d_к + 170 + {}^1/_6\, h,$$

откуда

$$h = (D_0 - d_к - 170)\ 6.$$

Тогда, очевидно, минимально возможное расстояние от выходного сечения дымовой трубы до выхлопного сечения конуса:

$$\min h_0 = h + 510 = 6D_0 - 6d_к - 510;$$

подставляя D_0 из (420)

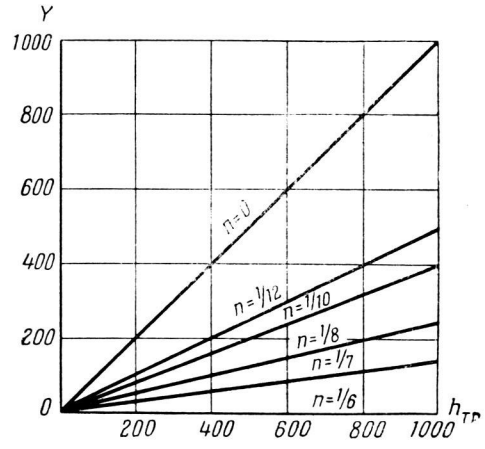
$$\min h_0 = 6D_a + 6h_{тр} n - 6\, d_к - 510; \qquad (421)$$

максимальное расстояние

$$\max h_0 = h_c + h_{тр};$$

подставляя h_c из (419)

$$\max\ h_0 = 6D_a - 6d_к - 510 + h_{тр}. \qquad (422)$$



Фиг. 223.

Таким образом, рациональная установка конуса по высоте ограничивается диапазоном

$$y = \max h_0 - \min h_0 =$$

$$= 6D_a - 6d_к - 510 +$$

$$+ h_{тр} - 6D_a - 6h_{тр}\, n + 6d_к + 510 = h_{тр}\,(1 - 6n). \qquad (423)$$

На фиг. 223 это уравнение представлено в виде пучка прямых для разных n.

Мы видим, что наибольший простор в смысле установки конуса по высоте имеет место при цилиндрической дымовой трубе ($n = 0$) большой высоты.

С уменьшением высоты трубы $h_{тр}$ и с увеличением ее коничности (угла наклона образующей) диапазон y убывает, и при $n = {}^1/_6$, т. е. когда угол наклона образующей дымовой трубы становится равным углу наклона образующей струи выхлопного пара, имеем $y = 0$.

Иными словами, в этом случае для обеспечения расчетной тяги в котле конус должен быть установлен на строго определенном уровне, никакие отклонения от которого недопустимы.

Такое положение крайне нежелательно. Не говоря уже о том, что такая аптекарски точная установка конуса затруднительна, надо заметить, что некоторый простор в выборе уровня установки выхлопного сечения конуса весьма желателен, так как дает возможность выравнивать тягу газов в верхних и нижних рядах труб котла. Поэтому и выбирают уклон образующей дымовой трубы не более ${}^1/_9$, а в котлах большого диаметра при коротких дымовых трубах — предпочтительнее цилиндрическая дымовая труба или же коническая, но с цилиндрической вставкой в горловине; высоту такой цилиндрической вставки (пояса) желательно иметь не менее 400—500 мм.

Часть четвертая

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОТХОДОВ ТЕПЛА

Глава I

ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ. СХЕМА РАБОТЫ ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ И ДАВАЕМЫЕ ИМИ ПРЕИМУЩЕСТВА

Современный паровоз теряет с уходящими газами от 10 до 20% тепла сгорания топлива, а с отработавшим паром — от 40 до 50%.

Использование, хотя бы частичное, этих громадных тепловых потерь представляет собой крупнейшую проблему экономики паровоза. Одну из простейших возможностей такого использования представляет собой предварительный подогрев питательной воды перед ее введением в котел.

Обыкновенный инжектор тоже подогревает воду, но подогрев этот происходит за счет тепла котлового рабочего пара; поэтому инжектор, осуществляя процесс питания котла, не дает никакой тепловой экономии. Эта экономия достигается лишь применением инжекторов мятого пара или специальных водоподогревательных устройств.

На современных паровозах для подогрева питательной воды используют исключительно тепло отработавшего пара, хотя температура его (110—170°) значительно ниже температуры уходящих из котла газов (300—400°). Объясняется это тем, что пар, как среда, значительно боле плотная по сравнению с уходящими газами, обладает и гораздо большей теплопередающей способностью. Поэтому паровой подогреватель, дающий ту же температуру подогрева воды, выходит гораздо более компактным по весу и габариту.

Паровой водоподогреватель может нагреть воду до 120°; обычно же достигаемый подогрев — 80—100°, в среднем — 90°.

Для подогрева 1 кг воды с 15 до 90° требуется затратить 75,4 ккал тепла, при конденсации же 1 кг мятого пара, отбрасываемого машиной при давлении 1,1 кг/см^2, освобождается скрытая теплота в количестве 539 ккал.

Называя часовой расход пара на машину через B_m, кг, а количество пара, приготовляемого за то же время котлом, — через $B_к$, составляем следующее очевидное соотношение:

$$\mu B_m \cdot 539 = B_к \; 75{,}4; \qquad (424)$$

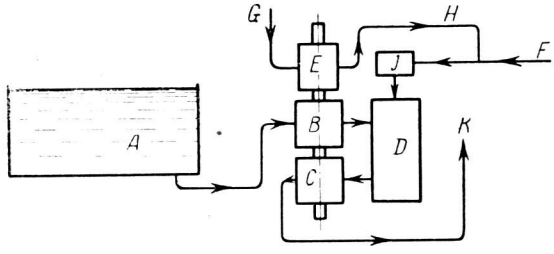
здесь левая часть представляет собой количество тепла, освобожденного частью мятого пара для целей подогрева питательной воды, а правая — количество тепла, воспринятого водой. Величина $B_к$ всегда бывает несколько больше B_m ввиду наличия служебного расхода пара (на работу сифона, тормозного насоса, форсунки, нефтеподогревателя и пр.). Для угольного отопления можно считать

$$B_к = 1{,}05\, B_m.$$

Подставляя эту величину в уравнение (424), определяем из него величину коэффициента μ, показывающего, какая часть отбрасываемого машиной пара должна быть утилизирована для подогрева питательной воды до заданной температуры 90°:

$$\mu = \frac{1{,}05 \cdot 75{,}4}{539} = \frac{1}{6{,}8}. \qquad (425)$$

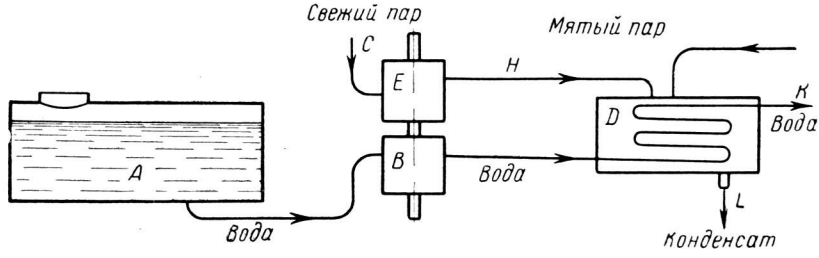
Отвод из пароотводящих труб столь незначительного количества мятого пара не может сколько-нибудь заметно повлиять на уменьшение тяги и на условия сгорания топлива, тем более, что при наличии подогревателя ввиду даваемой им экономии под котлом приходится сжигать несколько меньшее количество топлива, для чего требуется и меньшая тяга.



Фиг. 224.

На фиг. 224, 225 и 226 даны типовые схемы водоподогревательных устройств.

На фиг. 224 представлен водоподогреватель типа смешения: A — тендерный водяной бак; B — C — E — питательный насос (B — цилиндр холодной воды, C — цилиндр горячей воды, E — паровой цилиндр);

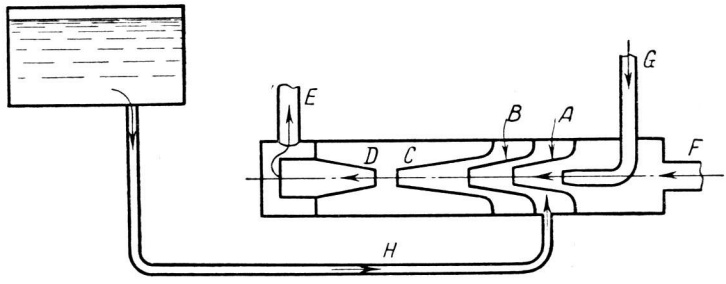


Фиг. 225.

D — камера смешения; G — подвод свежего пара к насосу; F — подвод отработанного пара машины; H — подвод отработанного пара питательного насоса; K — ввод горячей воды в котел.

На фиг. 225 представлен водоподогреватель поверхностного типа: *D* — трубчатая камера; *L* — сток конденсата на путь (при расположении камеры ниже уровня воды в тендере) или в тендерный водяной бак (при высоком расположении камеры); остальные обозначения те же, что и на фиг. 224.

На фиг. 226 представлена схема инжектора мятого пара. Отработавший пар по трубе *F* поступает в паровой конус *A*; сюда же из водяного бака тендера по трубе *H* поступает вода; *C* — смесительное сопло; *D* — напорный конус, в котором кинетическая энергия струи горячей воды превращается в энергию движения; *E* — питательная труба, по которой подогретая вода поступает в котел. По трубке *G* пускается в паровой конус добавок свежего пара, помогающий мятому пару преодолевать встречное давление из котла на питательный клапан.



Фиг. 226.

Подогреватели типа смешения отдают в котел все тепло мятого пара, поступающего в них из главной машины и из насосов (питательного и тормозного),— в этом одно из их преимуществ. Кроме того, поступление в камеру водоподогревателя смешения перегретого пара (что имеет место при температуре перегрева пара в коллекторе свыше 300—320°) только повышает его эффективность, так как температура смеси (горячей воды) при этом повышается. В водоподогревателях же поверхностного типа перегретый пар является нежелательным, так как он ввиду своей меньшей плотности по сравнению с насыщенным паром хуже передает тепло стенкам трубок, что ведет к понижению величины коэффициента теплопередачи.

Учитывая современные тенденции к повышению перегрева пара на паровозах, что влечет за собой и выхлоп в конус перегретого (а не насыщенного) пара, приходится и с этой точки зрения отдать преимущество водоподогревателям типа смешения или инжекторам мятого пара.

Самым простым, надежным и экономным типом водоподогревателя для паровозов является подогреватель смешения (фиг. 224), который и надо внедрять на наших паровозах.

Глава II

ЭКОНОМИЯ ГОРЮЧЕГО, ДОСТИГАЕМАЯ ПРИМЕНЕНИЕМ ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Ознакомившись со схемой водоподогревательных устройств, переходим к определению той теоретической экономии топлива, которую можно ожидать от присоединения к котлу водоподогревателя или инжектора мятого пара.

Обозначим:

G_e — вес отработавшего пара машины, поступающего в питательное устройство (водоподогреватель или инжектор);

$G_к$ — вес острого пара, расходуемого на подачу и подогрев питательной воды:

A — вес воды, поданной из тендера к насосу или инжектору;

a — потеря воды в килограммах (утечка через вестовую трубу инжектора);

$B_к$ — полное весовое количество подогретой воды, поступающей в котел (паропроизводительность котла);

λ_e и $\lambda_к$ — теплосодержание отработавшего и острого пара;

$\lambda_{кон}$ — теплосодержание конденсата, уходящего из водоподогревателя наружу (в подогревателях поверхностного типа);

τ — температура воды в тендере;

ϑ — температура подогретой воды при поступлении в котел.

ИНЖЕКТОР

Для инжектора, работающего частично или полностью мятым паром, выражение для экономии топлива (или тепла) может быть написано, как отношение тепла, возвращенного мятым паром в котел, ко всему количеству тепла, затраченному котлом на приготовление пара

$$Э_т^{0/0} = \frac{G_e \lambda_e}{B_к (\lambda_и - \vartheta)} 100, \tag{426}$$

где $\lambda_и$ — теплосодержание перегретого пара (в случае бесперегревного паровоза $\lambda_и = \lambda_к$).

Пренебрегая теплом, уносимым через вестовые трубы, напишем уравнение теплового баланса инжектора

$$G_e (\lambda_e - \vartheta) + G_к (\lambda_к - \vartheta) = (A - a)(\vartheta - \tau), \tag{427}$$

где $G_e (\lambda_e - \vartheta)$ — количество тепла, отданного воде в смесительном сопле инжектора;

$G_к (\lambda_к - \vartheta)$ — количество тепла, отданного воде свежим паром;

$(A - a)(\vartheta - \tau)$ — тепло, воспринятое водой.

Уравнение весового баланса инжектора:

$$B_к = (A - a) + (G_e + G_к). \tag{428}$$

Определяя из этого уравнения величину $(A - a)$ и подставляя в (427), находим

$$B_к(\vartheta - \tau) = G_e(\lambda_e - \tau) + G_к(\lambda_к - \tau), \tag{429}$$

откуда

$$\frac{G_e}{B_к} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - \frac{G_к}{B_к}\frac{\lambda_и - \tau}{\lambda_e - \tau}. \tag{430}$$

Подставляя эту величину в выражение (426), находим:

$$Э_т^{\%} = \left(\frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - \frac{G_к}{B_к}\frac{\lambda_к - \tau}{\lambda_e - \tau}\right)\frac{\lambda_e}{\lambda_и - \vartheta}100. \tag{431}$$

Выведенное выражение для инжектора смешанного действия (т. е. работающего смесью отработавшего и острого пара) является вполне общим и применимо для любой пропорции острого и мятого пара, участвующего в работе инжектора.

Полагая в выражении (431) $\frac{G_к}{B_к} = 0$, получаем величину экономии для инжектора, работающего только мятым паром, без всякой примеси острого

$$Э_т^{\%} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau}\frac{\lambda_e}{\lambda_и - \vartheta}100. \tag{432}$$

При этом экономия топлива получилась бы, конечно, наибольшей. К сожалению, однако, при давлении острого пара в котле свыше 10 ата инжектор не может работать одним мятым паром, и для преодоления встречного давления пара из котла необходима добавка в инжектор свежего пара в количестве около 5% (при современных давлениях пара в паровозных котлах порядка 14—16 ата) от полной паропроизводительности котла.

При

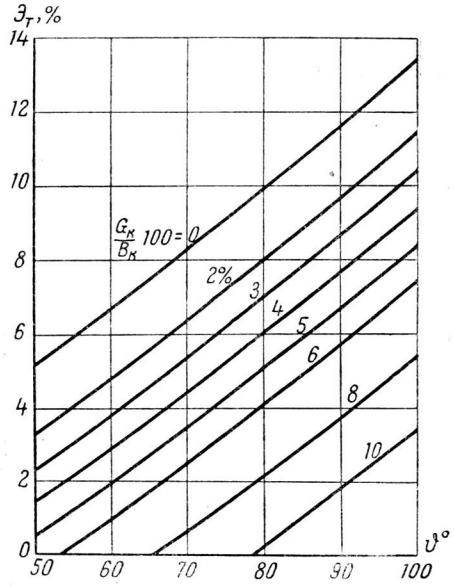
$$\frac{G_e}{B_к} = 0,$$

т. е. в случае обыкновенного инжектора, работающего острым паром, уравнения (430) и (431) дают

$$Э_т^{\%} = 0.$$

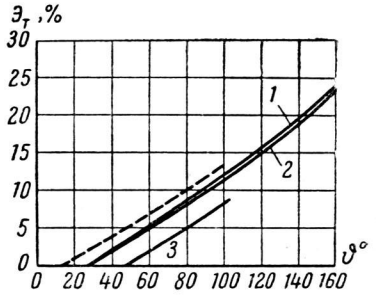
На фиг. 227 приведены значения $Э_т$ в процентах для разных ϑ и $\frac{G_к}{B_к}$, подсчитанные по формуле (431); при подсчетах принято:

$$\lambda_{ж} = 750;\ \lambda_к = 646;\ \lambda_e = 600;\ \tau = 15°.$$



Фиг. 227.

На фиг. 228 кривая 3 дает значения $Э_т$ для $\frac{G_к}{B_к} = 0{,}05$, а пунктирная кривая — для $\frac{G_к}{B_к} = 0$.



Фиг. 228.

ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЬ ТИПА СМЕШЕНИЯ

В водоподогревателях в камеру подогрева питательной воды поступает отработавший пар машины, а также тормозного и питательного насосов.

При отсутствии водоподогревателя отработавший пар тормозного насоса выпускается в атмосферу; при наличии же водоподогревателя этот пар отдает свое тепло питательной воде и возвращает его в котел.

Называя весовое количество пара, расходуемого на работу тормозного насоса, через $G_т$, можем написать выражение для экономии топлива применительно к подогревателю смешения в следующем виде:

$$Э_т^{\%} = \frac{(G_e + G_т)\lambda_e}{B_к(\lambda_{ж} - \vartheta)} 100. \qquad (433)$$

Уравнение теплового баланса водоподогревателя смешения:

$$G_e(\lambda_e - \vartheta) + G_к(\lambda_e - \vartheta) = A(\vartheta - \tau), \qquad (434)$$

где $G_к$ — вес острого пара, затрачиваемого на работу питательного и тормозного насосов; отработав в насосах, этот пар с теплосодержанием λ_e поступает в камеру смешения в помощь мятому пару машины.

Уравнение весового баланса:

$$B_к = G_e + G_к + A. \tag{435}$$

Определяя A из выражения (435) и подставляя в выражение (434), находим

$$G_e(\lambda_e - \tau) + G_к(\lambda_e - \tau) = B_к(\vartheta - \tau), \tag{436}$$

откуда

$$\frac{G_e}{B_к} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - \frac{G_к}{B_к}. \tag{437}$$

Подставляя в выражение (433) значение $\frac{G_e}{B_к}$, находим

$$Э_т^{\%} = \left(\frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - \frac{G_к}{B_к} + \frac{G_т}{B_к}\right)\frac{\lambda_e}{\lambda_и - \vartheta}100. \tag{438}$$

Согласно опытным данным на работу каждого из насосов затрачивается пара в поездных условиях около 1,5% от $B_к$; поэтому

$$Э_т^{\%} = \left(\frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - 2 \cdot 0{,}015 + 0{,}015\right)\frac{\lambda_e}{\lambda_и - \vartheta}100 =$$

$$= \left(\frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - 0{,}015\right)\frac{\lambda_e}{\lambda_и - \vartheta}100. \tag{439}$$

Подсчитанные по этой формуле для различных значений ϑ величины $Э_т$ представлены на фиг. 228 (кривая *1*).

ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЬ ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА

Уравнение теплового баланса:

$$G_e(\lambda_e - \lambda_{кон}) + G_к(\lambda_e - \lambda_{кон}) = A(\vartheta - \tau). \tag{440}$$

Весовой баланс:

$$A = B_к.$$

Принимая $\lambda_{кон} = \vartheta$, к чему надо стремиться при правильной эксплуатации водоподогревателя, определяем из уравнения (440) отношение $\frac{G_к}{B_к}$.

$$\frac{G_e}{B_к} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \vartheta} - \frac{G_к}{B_к}. \tag{441}$$

Имеем

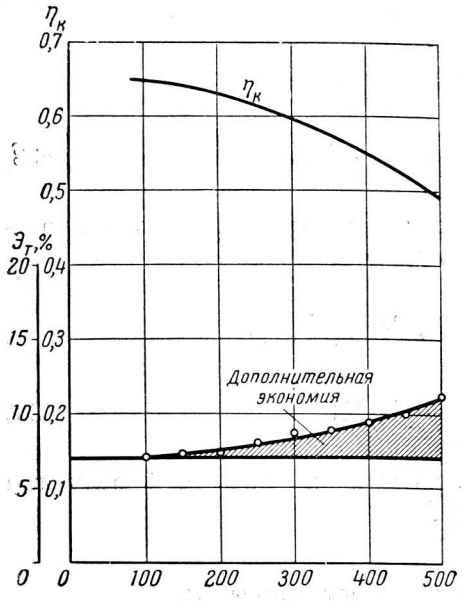
$$Э_т^{\%} = \frac{(G_e + G_т)(\lambda - \vartheta)}{B_к(\lambda_и - \vartheta)}100 = \left(\frac{G_0}{B_к} + \frac{G_т}{B_к}\right)\frac{\lambda_e - \vartheta}{\lambda_и - \vartheta}100 =$$

$$= \left(\frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \vartheta} - 0{,}015\right)\frac{\lambda_e - \vartheta}{\lambda_и - \vartheta}100. \tag{442}$$

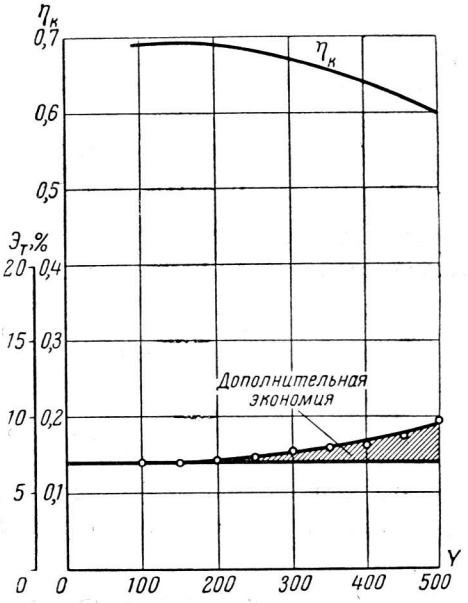
Изменение величины $Э_т$ для поверхностного подогревателя показано кривой *2* на фиг. 228.

Действительная цифра сбережения топлива, получаемая при введении подогрева питательной воды, будет несколько отличаться от получаемой по выведенным выше формулам по следующим соображениям.

1. Введение подогрева питательной воды автоматически снижает температуру перегрева пара, как об этом было сказано выше[1]. Опыты показывают, что при подогреве воды до 100° перегрев падает на 25°, что эквивалентно перерасходу топлива для получения от паровоза той же работы на 5%



Фиг. 229. Коэффициент полезного действия котла паровоза серии ИС при отоплении смесью углей 50% ПЖ+ + 50% АРШ и дополнительная экономия топлива от подогрева питательной воды до 100°.



Фиг. 230. Коэффициент полезного действия котла паровоза серии ИС при отоплении углем Д и дополнительная экономия топлива от подогрева питательной воды до 100°.

2. Введя подогрев воды, получаем возможность сжигать меньшее количество топлива для съема заданного количества пара в котле. Понижая форсировку топки Y, тем самым переводим работу котла в область более высоких к. п. д. (так как к. п. д. котла есть убывающая функция форсировки Y). За счет этого должна получиться дополнительная экономия горючего, которая может быть определена подсчетом для любого паровоза и топлива.

На фиг. 229 и 230 вверху нанесены кривые к. п. д. котла паровоза серии ИС при отоплении его углем марки Д и угольной смесью из 50% ПЖ и 50% АРШ. Кривые получены при работе паровоза без подогрева питательной воды ($\tau = 15°$).

[1] Часть вторая, глава VIII.

Вводя подогрев воды до $\vartheta = 100°$ при помощи присоединения к котлу водоподогревателя типа смешения и принимая $\lambda_к = 640$ и $\lambda_{ii} = 750$, находим размер экономии топлива по формуле (439)

$$Э_т = \left(\frac{85}{585} - 0{,}015\right)\frac{600}{650}100 = 12{,}03\,\%.$$

Вычитая из этой цифры 5%, потерянные вследствие неизбежного снижения температуры перегрева пара при наличии водоподогревателя, принимаем окончательно: $Э_т^{\%} = 7\,\%$.

Таким образом, для получения того же количества пара, какое паровоз давал, работая без подогрева воды, теперь можно реализовать величины Y, меньшие на 7%, т. е., например, вместо 400 только 372 кг/м² час. При этом согласно фиг. 229 будем иметь $\eta_к = 0{,}563$ вместо 0,55. Таким образом, размер добавочной экономии топлива за счет повышения степени его использования при подогреве питательной воды составит

$$\frac{0{,}563-0{,}550}{0{,}550}\,100 = 2{,}36\,\%$$

и суммарная результирующая экономии топлива:

$$Э_т^{\%} = 7{,}00 + 2{,}36 = 9{,}36\,\%.$$

Полученные такими подсчетами цифры дополнительной и суммарной экономии нанесены в виде кривых на фиг. 229 и 230 (внизу).

В среднем можно принимать для условий форсированной работы котла размер дополнительной экономии горючего за счет повышения степени его использования при подогреве воды в 2—3%.

В предыдущем изложении в достаточной степени выявилось главное назначение водоподогревателей: подогреватель питательной воды берет на себя часть функций котла, выполняя их за счет даровой энергии отбрасываемого паровозом мятого пара (или газов). Благодаря такому сокращению объема тепловой работы котла и получается довольно значительное сбережение горючего. Но помимо этого непосредственного своего назначения водоподогревательные устройства имеют и ряд других чисто практических преимуществ.

1. Некоторые минеральные примеси питательной воды (главным образом углекислый кальций и гипс) выделяются уже при подогреве воды до 90—100° и отлагаются, таким образом, в самом подогревателе, который должен быть так сконструирован, чтобы допускать удобную и быструю периодическую очистку; в котел же поступает при этом в значительной степени очищенная вода, благодаря чему улучшается теплопередача и удлиняется срок службы котла.

2. Из первого преимущества непосредственно вытекает и второе: благодаря меньшему отложению накипи в самом котле промывка его может производиться реже, что повышает коэффициент использования паровозного парка.

3. Температура воды в котле при водоподогревателе подвержена меньшим колебаниям, что уменьшает неравномерное расширение в отдельных частях котла, а следовательно, и течь труб и связей, удлиняет срок службы котла и сокращает объем котельного ремонта.

4. Эта же бóльшая равномерность температуры способствует тому, что в паровозах с подогревателями никогда не наблюдается быстрого падения давления пара, столь характерного при питании индикаторами, благодаря введению в котел больших количеств холодной воды. Это последнее преимущество подогревателя особенно важно при прохождении затяжных подъемов.

Глава III

ОТБОР МЯТОГО ПАРА ДЛЯ ПОДОГРЕВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Обозначим через μ суммарный коэффициент отбора мятого и острого пара для подогрева питательной воды, а через $\mu_к$ — отбор только мятого пара из выхлопной системы (конуса)[1].

Очевидно

$$\mu = \frac{G_e}{B_к} + \frac{G_к}{B_к}; \tag{443}$$

$$\mu_к = \frac{G_e}{B_к}. \tag{444}$$

ИНЖЕКТОР

Для инжектора смешанного действия величина $\mu_к$ была уже выяснена выше [уравнение (430)]. Прибавляя к обеим частям этого уравнения величину $\frac{G_к}{B_к}$, имеем:

$$\mu = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - \frac{G_к}{B_к}\frac{\lambda_к - \tau}{\lambda_e - \tau} + \frac{G_к}{B_к} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - \frac{G_к}{B_к}\frac{\lambda_к - \lambda_e}{\lambda_e - \tau}. \tag{445}$$

Для инжектора, работающего без примеси острого пара, полагая $\frac{G_к}{B_к} = 0$, получили бы

$$\mu = \mu_к = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_к - \tau}. \tag{446}$$

Для инжектора острого пара $\left(\frac{G_e}{B_к} = 0\right)$ из уравнения (430) найдем

$$\mu = \frac{G_к}{B_к} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_к - \tau}. \tag{447}$$

[1] Если отработавший пар уходит из машины перегретым, то вследствие его низкой теплопередающей способности (благодаря малой плотности) $\lambda_{кон}$ значительно повышается, а следовательно, уменьшаются ϑ и $\mathcal{Э}_т$.

ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЬ ТИПА СМЕШЕНИЯ

Для этого питательного агрегата мы имели выше уравнение (436). Кроме того,

$$G_e = \mu_к B_к.$$

Количество пара, поступающего в водоподогреватель из питательного и тормозного насосов, оцениваем попрежнему в 3% от $B_к$, т. е.

$$G_к = 0{,}03 B_к.$$

Подставляя эти значения в формулу (436), имеем

$$B_к \mu_к (\lambda_e - \tau) + 0{,}03 B_к (\lambda_e - \tau) = B_к (\vartheta - \tau),$$

откуда

$$\mu_к = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - 0{,}03. \tag{448}$$

Коэффициент суммарного отбора определяется из уравнения (437)

$$\mu = \frac{G_e}{B_к} + \frac{G_к}{B_к} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau}. \tag{449}$$

ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЬ ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА

Подставляя в уравнение (440)

$$G_e = \mu_к B_к;\ G_к = 0{,}03 B_к;\ A = B_к,$$

находим после сокращения на $B_к$

$$\mu_к (\lambda_e - \lambda_{кон}) + 0{,}003 (\lambda_e - \lambda_{кон}) = \vartheta - \tau;$$

откуда, полагая $\lambda_{кон} = \vartheta$, имеем[1]:

$$\mu_к = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \vartheta} - 0{,}03; \tag{450}$$

$$\mu = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \vartheta}. \tag{451}$$

Для большей наглядности проведем сопоставление работы инжектора острого и мятого пара и смешанного действия, а также обоих типов водоподогревателей при следующих одинаковых условиях:

$$\lambda_и = 750;\ \lambda_к = 646;\ \lambda_e = 600;\ \tau = 15°;\ \mu = 0{,}12.$$

Находя из соответствующих формул величины ϑ, $\mu_к$ и $Э_т$, сводим их в табл. 65.

Подобным же способом получены табличные данные (табл. 66 и 67). Характеристики ϑ и $Э_т$ работы различных питательных устройств для разных μ представлены графически на фиг. 231 и 232.

---

[1] Коэффициенты отбора отнесены к полной паропроизводительности котла $B_к$.

Таблица 65

Тип водоподогревательного устройства	ϑ°	$\mathcal{Э}_т$, %	Отбор пара	
			$\frac{G_e}{B_к}$	$\frac{G_к}{B_к}$
Инжектор смешанного пара $\left(\frac{G_к}{B_к}=0{,}05\right)$	87,5	6,75	0,07	0,05
» острого пара	90,7	0	0	0,02
» мятого пара	85,2	10,83	0,12	0
Водоподогреватель смешения	85,2	9,48	0,09	0,03
» поверхностного типа	77,7	8,16	0,09	0,03

Таблица 66

Тип агрегата	μ							
	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
	Температура подогрева ϑ,°С							
Инжектор острого пара . . .	59,9	65,5	78,1	90,7	103,3	116,0	—	—
» смешанного пара $\left(\frac{G_к}{B_к}=0{,}05\right)$	52,4	64,1	75,8	87,5	98,9	110,9	—	—
Инжектор мятого пара . . .	50,1	61,8	73,5	85,2	96,6	108,6	—	—
Водоподогреватель смешения	50,1	61,8	73,5	85,2	66,9	108,6	120,3	132,0
Водоподогреватель поверхностного типа	48,1	58,3	68,2	77,7	86,8	95,7	104,2	112,5

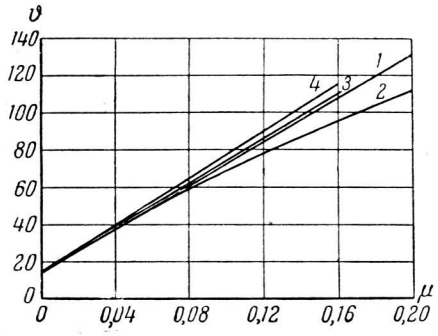
Таблица 67

Тип агрегата	μ							
	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
	Экономия топлива $\mathcal{Э}_т$, %							
Инжектор острого пара . . .	0	0	0	0	0	0	—	—
Инжектор смешанного пара $\left(\frac{G_к}{B_к}=0{,}05\right)$	0,85	2,61	4,44	6,33	8,26	10,34	—	—
Инжектор мятого пара	5,14	6,98	8,86	10,83	12,82	14,98	—	—
Водоподогреватель смешения	3,84	5,67	7,53	9,43	11,44	13,57	15,67	17,95
Водоподогреватель поверхностного типа	3,51	5,08	6,63	8,16	9,67	11,17	12,66	14,15

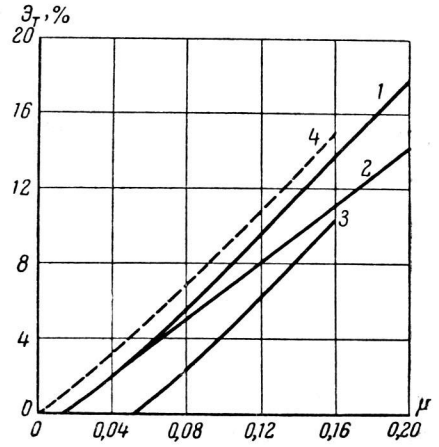
На фиг. 231 кривая *1* относится к инжектору мятого пара, кривая *2* — к водоподогревателю поверхностному, кривая *3* — к инжектору смешанного действия и кривая *4* — к инжектору острого пара.

На фиг. 232 кривая *1* относится к водоподогревателю смешения, кривая *2* — к водоподогревателю поверхностному, кривая *3* — к инжектору смешанного действия и кривая *4* — к инжектору мятого пара.

Приведенные данные показывают, что наивыгоднейшим с точки зрения



Фиг. 231.



Фиг. 232.

сбережения топлива питательным прибором был бы инжектор, работающий без примеси свежего пара. Из существующих же агрегатов на первом месте стоит в отношении экономии топлива водоподогреватель типа смешения.

Однако, подводя итоги сравнительной оценки инжекторов мятого пара (точнее — смешанного действия) и водоподогревателей, нельзя не согласиться с тем, что инжектор по своей компактности, малому весу, малой стоимости, отсутствию движущихся и быстро изнашиваемых (а потому требующих частого ремонта и смены) частей имеет неоспоримые эксплуатационные преимущества перед водоподогревателями не только поверхностного, но и смесительного типа.

Глава IV

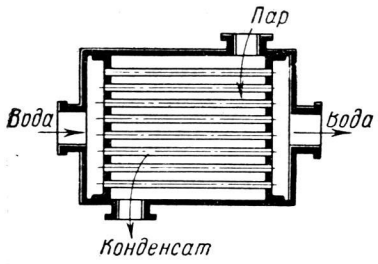
РАСЧЕТ ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

На фиг. 233 представлена схема парового поверхностного водоподогревателя, в котором вода протекает по прямым трубкам, а пар циркулирует в цилиндрическом барабане подогревателя, омывая трубки снаружи, и в виде конденсата стекает на путь. Подогрев воды в аппаратах этого типа удается обычно довести до 90—100°, причем в целях наиболее полного использования тепловой энергии пара необходимо, чтобы он целиком конденсировался в водоподогревателе.

Количество тепла, которое должно быть сообщено в течение 1 часа воде для подогрева ее от τ до $\vartheta°$, выражается через

$$B_к (\vartheta - \tau) \text{ к/кал.} \tag{452}$$

Называя через $H_п$—поверхность нагрева водоподогревательных трубок; $K_п$ — коэффициент теплопередачи; η — коэффициент использования тепла в подогревателе, показывающий, какая часть тепла, проходящего через поверхность нагрева подогревателя, передается воде (остальная часть $1 - \eta$ теряется на наружное охлаждение); t_e — температуру мятого пара, составляем выражения для количества тепла, отдаваемого за тот же промежуток времени мятым паром воде,



Фиг. 233.

$$H_п K_п \eta \left(t_e - \frac{\tau + \vartheta}{2}\right) \text{ ккал.} \tag{453}$$

Выражения (452) и (453), как относящиеся к одному и тому же количеству тепла, соединяем знаком равенства и получаем уравнение, связывающее все факторы рабочего процесса парового водоподогревателя, в виде

$$B_к (\vartheta - \tau) = H_п K_п \eta \left(t_e - \frac{\tau + \vartheta}{2}\right), \tag{454}$$

откуда

$$H_п = \frac{B_к}{\eta K_п} \frac{\vartheta - \tau}{t_e - \frac{\tau + \vartheta}{2}}. \tag{455}$$

Примем:

$$\tau = 15°; \ \vartheta = 100°; \ t_e = 105°; \ \eta = 0{,}9.$$

Величина коэффициента теплопередачи $K_п$ была установлена специальными опытами б. Научно-технического комитета МПС под непосредственным руководством автора. Эта величина подчиняется следующему эмпирическому уравнению:

$$K_п = 200 + 1650 \cdot w_п^{0{,}7}, \tag{456}$$

где $w_п$ — средняя скорость протекания воды по трубкам, доходящая до 1,5 м/сек.

Приняв для $K_п$ величину в 1500 ккал/м² час °С и подставляя в уравнение (455) величины τ, ϑ, η и $K_п$, получаем

$$H_п = \frac{B_к}{750}. \tag{457}$$

В том случае, если постановка подогревателя с поверхностью нагрева, определившейся по формуле (457), оказывается невозможной по недостатку места или по другим конструктивным соображениям, приходится

задаться наибольшей возможной величиной $H_п$ и по уравнению (455) подсчитать температуру достигаемого в этом случае подогрева.

Раскрывая в уравнении (454) скобки и производя перегруппировку членов, имеем

$$\vartheta = \frac{2H_п K_п \eta t_e + 2B_к \tau - H_п K_п \eta \tau}{2B_к + H_п K_п \eta_п},$$

или подставляя значения $K_п$, η, t_e и τ,

$$\vartheta = \frac{283\,500 H_п + 30 B_к - 20\,230 \cdot H_п}{2B_к + 1350 H_п} \approx \frac{1030\,000 \cdot H_п + 15 B_к}{670 \cdot H_п + B_к}. \qquad (458)$$

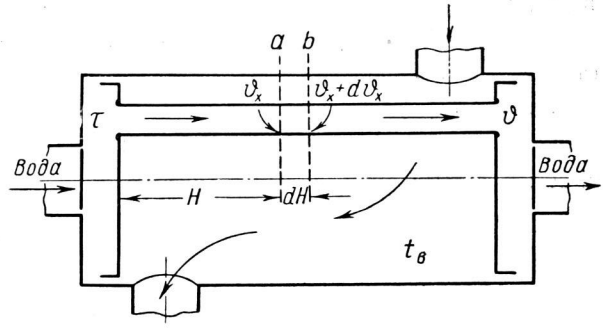
Формула (455) для определения поверхности нагрева парового подогревателя является лишь первым грубым приближением и применима только в том случае, если $\vartheta \leqslant 70°$, давая для более высоких температур подогрева ошибку, выражающуюся десятками процентов, а в некоторых случаях приводя и прямо к абсурдным результатам.

Действительно, вводя в формулу (454), кроме принятых выше частных значений величин, $B_к = 10\,000$ кг, получаем

$$H_п = \frac{\vartheta - 15}{13{,}163 - 0{,}0675\,\vartheta};$$

отсюда видно, что только при

$$\vartheta = \frac{13{,}163}{0{,}0675} = 195°$$



Фиг. 234.

$H_п$ обращается в бесконечность.

Таким образом, выходит, как будто при помощи горячего тела с постоянной температурой 105° можно нагреть воду до 195°!?

Приведенное обследование заставляет быть крайне осмотрительным при пользовании формулой (455), а еще лучше совсем от нее отказаться и найти более точный и правильный метод расчета.

Пусть вода протекает по трубкам парового подогревателя, как показано на схеме фиг. 234.

Пар, имеющий постоянную температуру t_e, обтекает трубки снаружи. Двумя вертикальными плоскостями a и b выделим бесконечно малый элемент поверхности нагрева трубок dH; температуры воды в сечениях a и b будут ϑ_x и $\vartheta_x + d\vartheta$. Если через подогреватель проходит в 1 час $B_к$ кг воды, то количество тепла, получаемого водой на выделенном бесконечно малом участке, выразится через

$$dQ = B_к c_p [(\vartheta_x + d\vartheta) - \vartheta_x] = B c_p d\vartheta,$$

или, принимая теплоемкость воды равной единице

$$dQ = B_к d\vartheta.$$

С другой стороны, то же количество тепла, как прошедшее через элемент поверхности dH, может быть выражено следующим образом:

$$dQ = \eta K_п dH\,(t_e - \vartheta_п).$$

Соединяя оба последние выражения знаком равенства, имеем

$$B_к d\vartheta = \eta K_п dH\,(t_e - \vartheta_x).$$

Разделяя переменные и интегрируя, получаем

$$\frac{d\vartheta}{t_e - \vartheta_x} = \frac{\eta K_п}{B_к} dH;$$

$$\frac{\eta K_п}{B_к} H_п = \ln \frac{t_e - \tau}{t_e - \vartheta}. \qquad (459)$$

Это выражение получено в предположении переменной температуры воды, а поэтому является вполне точным.

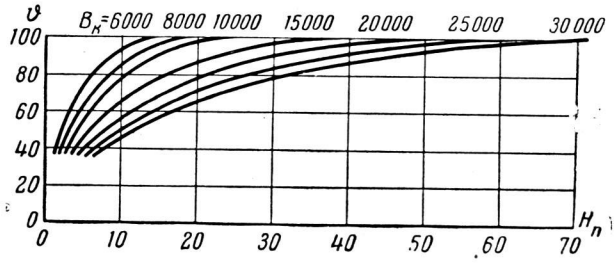
При $\vartheta = t_e$ формула (459) дает $H_п = \infty$, как и должно быть в действительности.

Полагая

$$K_п = 1250;\ \ \eta = 0{,}97;\ \ t_e = 105°\ \text{и}\ \tau = 15°,$$

имеем

$$H_п = \frac{B_к}{1212} \ln \frac{90}{105 - \vartheta}. \qquad (460)$$



Фиг. 235.

По уравнению (460) из фиг. 235 нанесены величины необходимой и достаточной поверхности нагрева для достижения заданной температуры и подогрева при различной часовой паропроизводительности.

Для иллюстрации степени точности приближенной формулы (455) в табл. 68 приведены значения $H_п$, вычисленные как по точной, так и по приближенной формулам при $B_к = 10\,000$ кг/час.

Данные табл. 68 достаточно убедительны для того, чтобы совершенно отказаться от пользования формулой (455), так как паровые подогреватели проектируются всегда для $\vartheta = 90 - 100°$.

Таблица 68

$\vartheta°$	$H_п$, м²		Расхождение, %	$\vartheta°$	$H_п$, м²		Расхождение, %
	по точной формуле (460)	по приближенной формуле (455)			по точной формуле (460)	по приближенной формуле (455)	
15	0	0	0	90	13,23	10,58	20,0
30	1,35	1,35	0	100	21,34	13,25	38,0
60	5,12	4,94	3,5	105	∞	14,81	—
75	8,11	7,41	8,6				

В водоподогревателях смешения пар непосредственно смешивается с питательной водой в особой камере, откуда эта смесь и подается насосом в котел.

Главным преимуществом этого рода подогревателей является наличие сбережения не только топлива, но и воды. Кроме того, поступление в камеру подогревателя перегретого пара (а это зачастую имеет место в перегревных паровозах) здесь даже желательно, тогда как в подогревателях поверхностных вызывает резкое понижение теплового эффекта.

Что касается использования тепла уходящих газов для подогрева питательной воды, то рабочий процесс такого подогревателя ничем не отличается от рабочего процесса котла.

Поэтому и при расчете газового подогревателя сохраняют силу те же основные уравнения кривой тепла и теплопередачи, которыми мы пользовались при исследовании тепловой работы котла.

Обозначая через T температуру газов при входе в подогреватель, а через T' — температуру при выходе из подогревательных трубок, имеем

$$B_к(\vartheta - \tau) = \eta\,[M(T - T') + N(T^2 - T'^2)]; \tag{461}$$

$$\left(M + 2N\frac{\tau + \vartheta}{2}\right)\ln\frac{T - \frac{\tau + \vartheta}{2}}{T' - \frac{\tau + \vartheta}{2}} + 2N(T - T') = KH_п. \tag{462}$$

Температура газов при входе в подогреватель при нормальном расположении такового может быть принята равной температуре газов при выходе из трубчатой части котла:

$$T = T_з.$$

Задаваясь температурой ϑ воды по выходе из подогревателя и величиной коэффициента теплопередачи от газов к воде, определяем из уравнения (461) величину T', а затем из уравнения (462) — необходимую и достаточную величину газовой поверхности нагрева $H_п$.

Ввиду полной аналогии протекания процессов теплообмена в дымогарных трубах котла и в трубках газового водоподогревателя вели-

чина коэффициента теплопередачи K определяется по формулам (111) или (112).

Ввиду значительно меньшей интенсивности теплопередачи в газовых подогревателях поверхность нагрева их получается весьма громоздкой: в соответствии с этим при проектировании таких подогревателей на паровозах приходится обычно задаваться наибольшей возможной величиной $H_п$ и из уравнений (461) и (462) определять T' и ϑ.

Ввиду уже отмеченной нами громоздкости газового подогревателя на практике обычно применяют его совместно с паровым.

Питательная вода, засасываемая из тендера насосом, поступает сначала в паровой подогреватель, обслуживаемый мятым паром машины и воздушного насоса; поверхность нагрева этого подогревателя определяется из условия подогрева до $\vartheta = 100°$ по формуле (460). Далее вода поступает в газовый подогреватель, поверхность нагрева которого определяется из эскизного проекта; конечная температура подогрева подсчитывается по формулам (461) и (462).

Глава V

ПОДОГРЕВ ВОЗДУХА И ДАВАЕМОЕ ИМ ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ПАРОВОЗА

Предварительный подогрев питательной воды позволяет в самом котле затрачивать меньшее количество тепла на приготовление 1 кг пара и дает, таким образом, возможность приготовлять большее количество пара при той же затрате горючего.

Подогрев воздуха перед его поступлением в топку за счет тепла, теряемого с уходящими газами или выхлопным паром, вносит в топку добавочное количество тепла, которое используется поверхностью нагрева котла и пароперегревателя.

Вопрос о размерах экономии топлива, достигаемой в результате применения воздухоподогрева, может быть решен безотносительно к тому, каким путем получен подогрев воздуха: за счет использования тепла уходящих газов или выхлопного пара.

Для выяснения вопроса о тех изменениях, которые вносит воздухоподогрев в условия тепловой работы котла, безотносительно к способу его осуществления, а также к размерам и конструкции воздухоподогревательного устройства, нами проведено исследование условий ожидаемой работы паровоза при температурах поступающего в топку воздуха: 80, 150 и 220°.

Так как при этом меняется только качество вводимого в топку воздуха (температура), а количество его остается неизменным, то при неизменных Y останутся неизменными и одинаковыми для всех вариантов следующие величины:

$$Y,\ \alpha,\ q_{ш+п},\ q_у,\ q_2',\ \mu;\quad M,\ N,\ U_д;\quad U_{ж'},\ U_{ж''};\ K_{д'},\ K_{ж'};\ K_{ср}.$$

Необходимо оговориться, что потери от химического недогорания (q'_2) и потери в механическом уносе ($q_у$) с повышением температуры поступающего в топку воздуха, а следовательно, и температуры горения, конечно, не останутся постоянными, а должны уменьшиться вследствие увеличения скорости реакций горения, но за недостаточностью опытных данных мы не можем пока уверенно уточнить количественную сторону этих изменений, и поэтому оставляем их «в резерве».

Для всех сравниваемых вариантов принимаем одинаковый режим:

$$Y = 400; \quad \alpha = 1{,}2.$$

Работа на этом режиме паровоза без подогрева воздуха ($t_в = 0$) была уже подробно обследована во второй части (табл. 41).

Рассмотрим теперь работу паровоза с подогревом воздуха до 150°.

Тепло, затрачиваемое на подогрев воздуха:

$$Q_{вп} = L_0 \alpha_1 \mu B_h c_в (t_{вп} - t_в), \tag{463}$$

где $t_в$ и $t_{вп}$ — температуры воздуха наружного и при входе в зольник; $c_в$ — удельная теплоемкость воздуха, которая может быть принята в интервале температур от 0 до 250° равной 0,24.

Принимая $t_в = 0$, имеем:

$$Q_{вп} = 9{,}71 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}958 \cdot 0{,}24 \cdot 150 = 821\,000 \text{ ккал / час}; \tag{464}$$

$$\frac{\mu B_h K_р^н + Q_{вп}}{H_т} = \frac{1958 \cdot 7\,000 + 821\,000}{22{,}8} = 637\,150;$$

$$T_2 = (4200 - 600 \cdot 1.2) \frac{\sqrt{637\,150} + 215}{\sqrt{637\,150} + 2\,000} = 1260°; \tag{465}$$

$$Q_т = 15\,960\,000 \cdot \frac{100 - 2{,}44 - 11{,}73 - 4{,}23}{100} + 821\,000 - (5831 \cdot 1260 + 0{,}6444 \cdot 1260^2) = 5\,489\,000 \text{ ккал / час}. \tag{466}$$

В паровозе без подогрева воздуха величина $Q_т = 4\,783\,000$ ккал / час (см. табл. 41).

Таким образом, топка передает в котел на 706 000 ккал / час больше, чем при работе без подогрева воздуха. Иными словами, почти 90% добавочного тепла, получаемого топкой, утилизируются в самой топке и идут на повышение весовой паропроизводительности котла.

Дальнейший процесс теплопередачи в трубчатой части котла протекает без каких бы то ни было особенностей и исследуется нашим обычным методом.

В табл. 69 дана сводка результатов подсчета тепловой работы паровоза при различных температурах подогрева воздуха.

Таблица 69

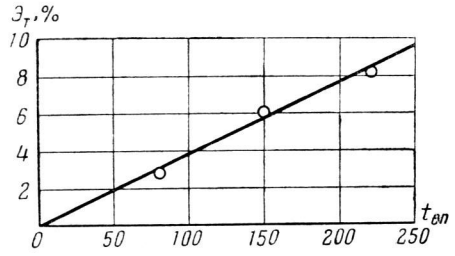
		Размерность	$t_{вп}$, °С			
			0	80	150	220
	$Q_{вп}$	ккал/час	—	438 000	821 000	1 204 000
	T_2	°С	1 242	1 252	1 260	1 268
	$Q_т$	ккал/час	4 783 000	5 150 000	5 489 000	5 797 000
	$T_3^д$	°С	311	312,7	314	315
	$Q_д$	ккал/час	3 141 000	3 174 000	3 199 000	3 225 000
	T_A	°С	1 132	1 140	1 147	1 155
	$Q_{ж'}$	ккал/час	410 000	418 000	422 000	423 000
1-е приближение	$T^ж$	°С	319,5	320	320	320
1-е приближение	β'^3	—	0,4828	0,4842	0,4863	0,4886
1-е приближение	$Q_ü$	ккал/час	1 343 000	1 361 000	1 379 000	1 400 000
1-е приближение	$Q_э$	»	1 439 000	1 449 000	1 457 000	1 466 000
1-е приближение	B_m	кг/час	14 017	14 632	15 185	15 690
1-е приближение	$\Delta\lambda$	ккал/кг	95,8	93,0	90,9	89,2
1-е приближение	$t_ü$	°С	354	348	344,8	341,6
	$U_ü$	кг/м²сек	123,6	129	133,9	138,3
	$\alpha_ü$	ккал/м²час°С	552	572	589	604
	α_1	»	41,72	41,66	41,60	41,60
	$K^0_{ж''}$	»	41,29	41,23	41,17	41,17
	$K^0_ü$	»	38,78	38,83	38,85	38,90
2-е приближение	$T^ж$	°С	318,5	319	319	319
2-е приближение	β'^3	—	0,4686	0,4708	0,4738	0,4760
2-е приближение	$Q_ü$	ккал/час	1 306 000	1 324 000	1 345 000	1 366 000
2-е приближение	$Q_э$	»	1 480 000	1 489 000	1 494 000	1 503 000
2-е приближение	B_m	кг/час	14 077	14 691	15 242	15 744
2-е приближение	$\Delta\lambda$	ккал/кг	92,7	90,2	88,3	86,8
2-е приближение	$t_ü$	°С	347,7	343,6	339,6	336,8
	$\Delta T^ж$	»	—2	—2	—2	—1,5
	$\Delta t_ü^3$	»	—13,7	13,4	—12,2	—12
	$T_{ж''}$	»	594	597	598,5	601,5
	$t_п$	»	265,5	263,8	262	261
	Θ	»	201	201	201	201
	Θ'	»	288,5	286,5	284,2	283
	$Q_л$	ккал/час	103 000	100 400	97 000	95 300
	K''	ккал/м²час°С	44,25	44,10	43,93	43,86
	$K^ж_{ж''}$	»	35,68	35,84	36,00	36,12
3-е приближение	$T^ж$	°С	316,5	317	317	317,5
3-е приближение	β'^3	—	0,4350	0,4383	0,4426	0,4450
3-е приближение	$Q_ü$	ккал/час	1 214 000	1 236 000	1 260 000	1 279 000
3-е приближение	$Q_э$	»	1 577 000	1 584 000	1 586 000	1 595 000
3-е приближение	B_m	кг/час	14 220	14 831	15 384	15 879
3-е приближение	$\Delta\lambda$	ккал/кг	85,4	83,3	81,9	80,5
3-е приближение	$t_ü$	°С	334	330,2	327,4	324,8
	$v_ü$	м³/кг	0,1860	0,1847	0,1837	0,1828
	$B_m v_ü$	м³/час	2 645	2 739	2 826	2 903
	$\frac{B_h}{B_m v_ü}$	кг/м³	0,862	0,832	0,807	0,785
	q_1	%	65,2	67,8	70,2	72,3

Таблица 69 (окончание)

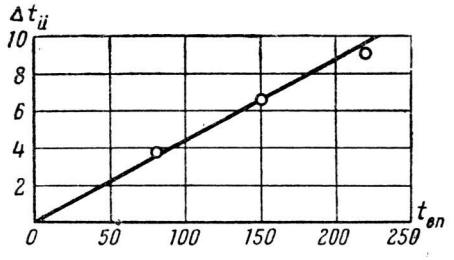
	Размерность	$t_{вп}$, °С			
		0	80	150	220
t_e	°С	134	130	127	125
v_e	м³/кг	1,575	1,559	1,547	1,538
$\frac{B_m}{N_i}$	кг/л.с.ч.	7,865	7,959	7,993	8,043
N_i	л. с.	1 808	1 863	1 924	1,974
$\frac{B_h}{N_i}$	кг/л.с.ч.	1,261	1,224	1,185	1,155
$Э_т$	%	0	2,9	6,0	8,4

Произведенный нами расчет показывает, что даже в предположении неизменной величины топочных потерь подогрев воздуха дает значительное увеличение весовой паропроизводительности котла.

Параллельно с этим температура перегрева пара несколько (весьма незначительно) понижается.



Фиг. 236.



Фиг. 237.

Интересно проследить, как распределяется между отдельными поверхностями нагрева тот добавок тепла, который вносит с собой нагретый до 150° воздух.

Добавочное количество тепла, передаваемое в котел через топочную поверхность нагрева (см. табл. 69):

$\Delta Q_т = 5\,489\,000 - 4\,783\,000 = 706\,000$ ккал / час — 86,0%; через поверхность нагрева дымогарных труб;

$\Delta Q_ж = 3\,189\,000 - 3\,141\,000 = 48\,000$ кал / час — 6,0%;

через поверхность нагрева жаровых труб

$\Delta Q_ж = (4\,220\,000 + 1\,586\,000) - (410 + 1\,577\,000) = 21\,000$ ккал / час — —2,5%;

через поверхность пароперегревателя

$\Delta Q_{ii} = 1\,260\,000 - 1\,214\,000 = 46\,000$ ккал / час — 5,5%.

На фиг. 236 и 237 даны кривые экономии топлива и снижения температуры перегрева пара для разных степеней воздухоподогрева.

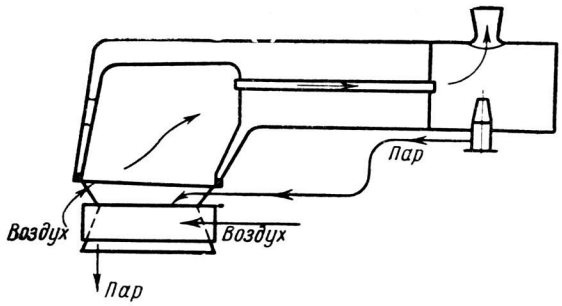
Полученные нами данные, безусловно сильно заниженные в отношении цифры сбережения топлива, дают полное право считать введение подогрева воздуха на паровозах вполне актуальной проблемой, заслуживающей самого серьезного внимания.

Глава VI

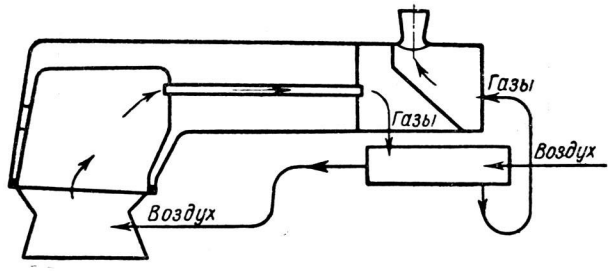
ТИПЫ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ, ИХ ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ

На фиг. 238 и 239 представлены схемы парового и газового воздухоподогревателей.

С точки зрения большей интенсивности теплопередачи паровой воздухоподогреватель, бесспорно, заслуживает предпочтения, позволяя реализовать величину коэффициента теплопередачи в 2—3 раза выше, чем в газовом воздухоподогревателе. С другой стороны, низкая температура выхлопного пара при поступлении в трубчатую батарею воздухоподогревателя ($t_e = 105$—$115°$) чрезвычайно ограничивает возможности этого типа агрегатов, «потолок» которых (т. е. наибольшая достижимая практически температура подогрева воздуха) не превышает 70—80°.



Фиг. 238.



Фиг. 239.

ПАРОВОЙ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЬ

Введем следующие обозначения:

$t_в$ и $t_{вп}$ — температуры воздуха перед и за воздухоподогревателем, °С;

t_e — температура конденсирующегося мятого пара в батарее; °С;

$G_в$ — вес воздуха, кг / час;

$c_в$ — теплоемкость воздуха при постоянном давлении;

$Q_{вп}$ — часовое количество тепла, получаемое воздухом, ккал/час;

$K_{вп}$ — коэффициент теплопередачи поверхности нагрева воздухоподогревателя, ккал/м²час°С;

$U_{вп}$ — весовая скорость протекания воздуха по трубкам воздухоподогревателя, кг / м² сек;

$H_{вп}$ — поверхность нагрева трубок, омываемая воздухом, м²;

η — коэффициент наружного охлаждения агрегата;

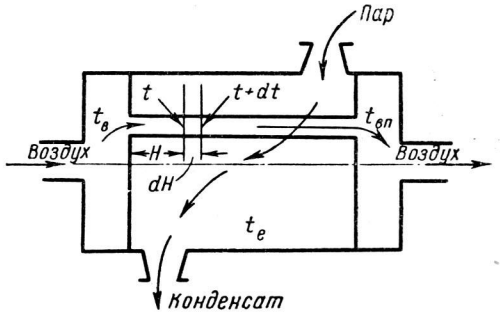
$B_к$ — часовая паропроизводительность котла (полная), кг / час;

G_e и $G_к$ — количество отработавшего пара в главной машине и насосах, поступающее в воздухоподогреватель, кг / час;

$\lambda_в$ — теплосодержание мятого пара при входе в барабан, ккал/кг;

$\lambda_{кон}$ — теплосодержание конденсата при выходе из барабана, ккал/кг.

На фиг. 240 показана схема протекания пара и воздуха в барабане воздухоподогревателя.



Фиг. 240.

Бесконечно малое количество тепла dQ, отдаваемое паром через поверхность нагрева элементарного участка длины трубок, составляет

$$dQ = G_в c_в dt; \qquad (467)$$

с другой стороны:

$$dQ = \eta K_{вп}\, dH\, (t_e - t), \qquad (468)$$

откуда

$$G_в c_в \frac{dt}{t_e - t} = \eta K_{вп} dH. \qquad (469)$$

Интегрируя правую часть от $H = 0$ до $H = H_{вп}$, а левую — от $t = t_0$ до $t = t_{вп}$ и замечая, что для воздуха теплоемкость $c_в$ в пределах колебания его температуры от $-40°$ до $+200°$ может быть принята постоянной и равной 0,24, находим

$$0{,}24\, G_в \ln \frac{t_e - t_0}{t_e - t_{вп}} = \eta K_{вп} H_{вп}. \qquad (470)$$

Часовой расход воздуха:

$$G_в = L_0 \alpha_\mu B_h. \qquad (471)$$

Тепло, расходуемое на подогрев этого количества воздуха до температуры $t_{вп}$:

$$Q_{вп} = 0{,}24\, L_0 \alpha_\mu B_h\, (t_{вп} - t_0). \qquad (472)$$

Величина коэффициента теплоотдачи между воздухом и стенками трубок берется по формуле

$$\alpha_{вп} = B \frac{U_{вп}^{0,8}}{d^{0,2}}, \qquad (473)$$

где величина коэффициента B (для воздуха) принимается по табл. 70.

$$U_{вп} = \frac{L_0 \alpha_\mu B_h}{3600\, \Omega_{вп}}. \qquad (474)$$

Уравнение (470) является расчетным для определения поверхности нагрева трубок.

Пример расчета. Для паровоза с размерами, приведенными в IV главе второй части курса, подсчитаем размеры парового воздухоподогревателя для подогрева воздуха до 80° при $Y = 400$.

Часовой расход воздуха:

$$G_в = L_0 \alpha \mu B_h = 9{,}71 \cdot 1{,}2 \cdot 1\,958 = 22\,814 \text{ кг / час}.$$

Тепло воздухоподогрева:

$$Q_{вп} = 22\,814 \cdot 0{,}24\,(80 - 0) = 438\,000 \text{ ккал / час}.$$

Намечая расположение воздухоподогревателя с боков, под будкой машиниста, принимаем ориентировочно диаметр каждого из двух трубчатых барабанов по 700 мм, трубки диаметром 18/22 мм.

При расстоянии между осями смежных трубок в 30 мм в каждом барабане удается разместить 457 трубок.

Площадь живого сечения 914 трубок:

$$\Omega_{вп} = \frac{\pi\ 0{,}018^2}{4} 914 = 0{,}232 \text{ м}^2;$$

$$U_{вп} = \frac{22\,814}{3600 \cdot 0{,}232} = 27{,}3 \text{ кг / м}^2 \text{ сек}.$$

При изменении температуры воздуха от 0 до 100° коэффициент B меняется незначительно, всего лишь на 7,5%.

Поэтому, принимая среднее значение $B = 2{,}8$, получим

$$\alpha_{вп} = 2{,}8 \frac{27{,}3^{0{,}8}}{0{,}018^{0{,}2}} = 88 \text{ ккал / м}^2 \text{ час °C}. \qquad (475)$$

Принимая коэффициент теплоотдачи α_2 от стенок трубок к конденсирующемуся водяному пару равным 10 000 ккал / м² час °C, получаем:

$$K_{вп} = \frac{88 \cdot 10\,000}{88 + 10\,000} = 87{,}3 \text{ ккал / м}^2 \text{ час °C}.$$

Из уравнения (470), принимая $t_e = 105°$ и $\eta = 0{,}97$, находим

$$H_{вп} = \frac{22\,814 \cdot 0{,}24 \cdot 2{,}3 \lg \frac{105}{105 - 80}}{0{,}97 \cdot 87{,}3} = 92{,}7 \text{ м}^2.$$

Длина трубок:

$$l = \frac{92{,}7}{2\pi\, 0{,}018 \cdot 457} = 1{,}8 \text{ м}.$$

Уравнение теплового баланса воздухоподогревателя может быть написано в следующем виде:

$$\eta\,[G_e\,(\lambda_e - \lambda_{кон}) + G_к(\lambda_e - \lambda_{кон})] = G_{вп} c_в\,(t_{вп} - t_к). \qquad (476)$$

Подставляя $G_{вп}$ и $c_в$ и деля обе части уравнения на $B_к$, получаем

$$\frac{G_e}{B_к}(\lambda_e - \lambda_{кон}) + \frac{G_к}{B_к}(\lambda_e - \lambda_{кон}) = \frac{L_0 \alpha \mu B_h}{\eta B_к} 0{,}24\,(t_{вп} - t_в),$$

откуда и определяется доля отбора мятого пара из конуса

$$\mu_к = \frac{G_e}{B_к} = \frac{0{,}24 L_0 \alpha \mu B_h}{\eta B_к (\lambda_e - \eta_{кон})} - (t_{вп} - t_в) - \frac{G_к}{B_к}. \qquad (477)$$

Для нашего примера, принимая $B_к = \frac{14\,831}{0{,}95}$ [1] $= 15610$, $\eta = 0{,}97$, $\lambda_e = 600$, $\lambda_{кон} = 80$ и считая, что питание котла водой производится обыкновенным инжектором и в воздухоподогревателе используется только отработавший пар из главной машины паровоза и из тормозного насоса $\left(\frac{G_к}{B_к} = 0{,}015\right)$, получим

$$\mu_к = \frac{22\,814 \cdot 0{,}24 \cdot 80}{0{,}97 \cdot 15\,610\,(600 - 80)} - 0{,}015 = 0{,}039.$$

«Потолок» парового воздухоподогревателя, т. е. наибольшая достижимая температура $t_{вп}$, довольно низок в связи с лимитирующей температурой выхлопного пара — около 85—90°.

ГАЗОВЫЙ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЬ

Газовый воздухоподогреватель может быть оформлен конструктивно в двух вариантах: пластинчатого и трубчатого типа; в обоих случаях движение газов может быть горизонтальное или вертикальное.

На фиг. 241 показана схема пластинчатого газового воздухоподогревателя, для которого уравнение теплового баланса может быть написано в следующем виде:

$$Q_{вп} = 0{,}24 L_0 \alpha \mu B_h (t_{вп} - t_в) = \eta [M (T_4 - T_5) + N (T_4^2 - T_5^2)]. \qquad (478)$$

С другой стороны

$$Q_{вп} = \eta K_{вп} H_{вп} \left(T_т - \frac{t_в + t_{вп}}{2}\right), \qquad (479)$$

где располагаемый температурный напор должен быть подсчитан по логарифмической формуле

$$T_т - \frac{t_в + t_{вп}}{2} = \frac{T_4 - T_5}{\ln \dfrac{T_4 - \dfrac{t_в + t_{вп}}{2}}{T_5 - \dfrac{t_в + t_{вп}}{2}}}; \qquad (480)$$

T_4 и T_5 — температуры газов при входе и при выходе из батареи воздухоподогревателя.

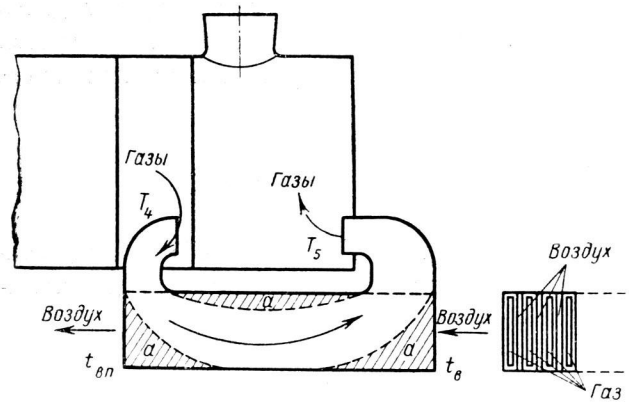
[1] Из табл. 69.

Что касается величины коэффициента теплопередачи $K_{вп}$, то, пренебрегая тепловым сопротивлением стенки, имеем

$$K_{вп} = \frac{\alpha_{газ}\,\alpha_{вп}}{\alpha_{газ} + \alpha_{вп}}. \qquad (481)$$

Коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{газ}$ и $\alpha_{вп}$ могут быть подсчитаны по формулам (116) и (473).

Газовые воздухоподогреватели пластинчатого типа страдают целым рядом эксплуатационных недостатков:



Фиг. 241.

1) быстрая засоряемость газовых каналов уносом и золой (особенно при горизонтально расположенных каналах) и трудность их очистки и продувки;

2) недостаточная жесткость стенок каналов и коробление пластин, совершенно нарушающее правильную работу воздухоподогревателя;

3) почти неизбежные мертвые зоны a, показанные штриховкой на фиг. 241, значительно понижающие активность поверхности нагрева (т. е. усредненную величину коэффициента теплопередачи);

4) неплотность, обусловливаемая большим количеством тонких сварных швов и стяжных болтов.

Кроме того, из-за недостатка места на паровозе ширину газовых и воздушных каналов приходится делать весьма незначительной, что резко повышает сопротивление газового и воздушного тракта и ухудшает тягу в котле.

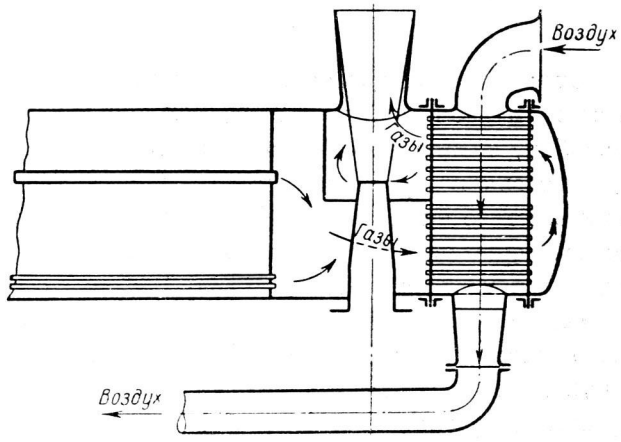
После неудачных экспериментов установки на паровозе пластинчатых воздухоподогревателей этот тип окончательно больше не применяется, и дальнейшие работы по примеру стационарных котельных установок идут по линии искания рациональных конструктивных форм трубчатых воздухоподогревателей.

На фиг. 242 представлена схема одного из первых устройств этого типа, установленных на некоторых паровозах (серии Э^{м} и С^{у}) нашей сети.

Этот воздухоподогреватель — горизонтальнотрубчатого типа; поверхность нагрева его образована отрезками нормальных дымогарных труб длиной 1—1,5 м. Передняя выпуклая крышка откидывается набок;

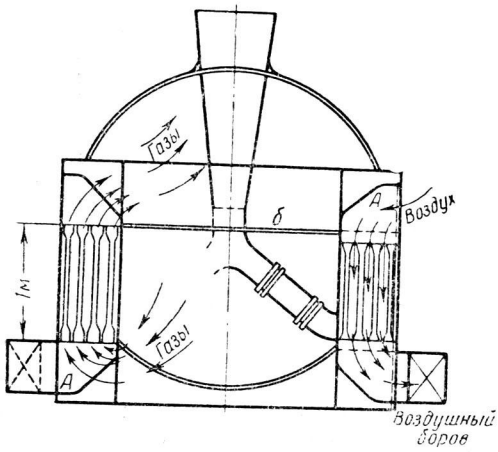
точно так же может откидываться набок на массивных петлях и весь передний трубчатый барабан, заменяющий обычную дверцу дымовой коробки.

Как газовое, так и воздушное сопротивления этого воздухоподогревателя получаются раза в два меньше по сравнению с пластинчатыми типами. Передняя крышка и воздухопровод из трубчатой камеры в зольник должны быть тщательно изолированы.



Фиг. 242.

Эксплуатационные качества паровозов, оборудованных этим воздухоподогревателем, также оказались неудовлетворительными: нижние ряды труб быстро засорялись мелкими частицами угля и выключались из работы, благодаря этому резко возрастало газовое сопротивление и нарушалась правильная работа агрегата; коробилась и быстро прогорала трубчатая стенка, заваленная внизу раскаленной угольной мелочью; чрезвычайно трудно было откидывать камеру воздухоподогревателя для осмотра дымовой коробки и особенно закрывать ее. Ввиду отмеченных и целого ряда других недочетов воздухоподогреватели рассматриваемого типа на паровозы больше не ставятся.



Фиг. 243.

Учитывая предшествующие неудачи, в предвоенные годы был запроектирован[1], установлен на экспериментальном паровозе и испытан опытными поездками, под моим непосредственным руководством, новый тип трубчатого паровозного воздухоподогревателя, схематически изображенный на фиг. 243.

[1] Коллективом кафедры «Паровозы» Московского электромеханического института инженеров транспорта.

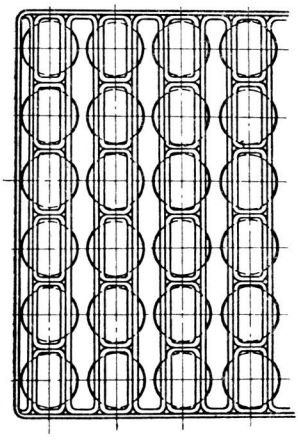
Таблица 70[1]

$t_в$, °С	0	50	100	200	300
B	2,68	2,80	2,88	3,02	3,15

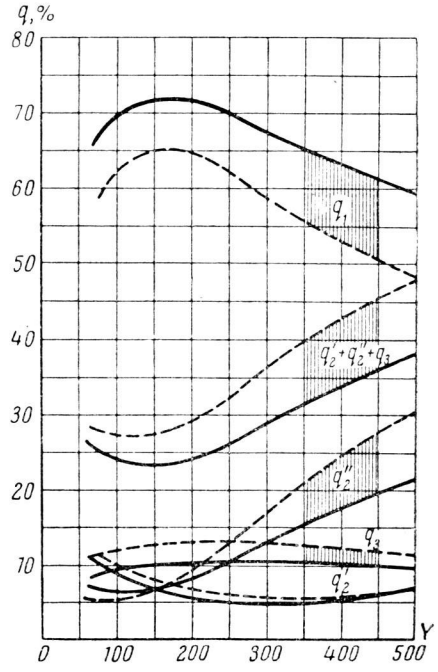
Этот воздухоподогреватель состоит из четырех трубчатых батарей A, размещенных в особых нишах, вставленных на приварке в окна дымовой коробки, специально для этой цели вырезанные.

Батареи воздухоподогревателя представляют собой сваренные в секции сотового типа (фиг. 244) вертикально расположенные обрезки дымогарных труб с концами, высаженными на прямоугольник.

Схема газового и воздушного потоков ясна из фиг. 243. Трубы опоясывают кожухом (рамкой), при помощи фланцев



Фиг. 244.



Фиг. 245.

которого батареи подвешивают и укрепляют к нишам. Ниши заканчиваются внизу бункерами для собирания изгари. Два рукава воздухопровода соединяются далее в один, который и подводит подогретый воздух к зольнику. Дымовая коробка разделена диафрагмой $б$ (фиг. 243) на две части — нижнюю и верхнюю.

Газы из дымогарных и жаровых труб проходят под диафрагмой и через окна в нижней части дымовой коробки поступают снизу в трубки всех батарей воздухоподогревателя, поднимаются по ним вверх и выхо-

[1] М. А. Михеев. Основы теплопередачи, 1949, гл. IV.

дят в наддиафрагменную часть дымовой коробки, откуда подхватываются паровой струей и выталкиваются через дымовую трубу в атмосферу.

Воздух засасывается с боков через верхние карманы батарей, проходит между трубками вниз и через нижние воздушные карманы поступает в воздухопровод и далее в герметически закрытый зольник.

Таблица 71

	Размерность	Y, кг/м² час				
		100	200	300	400	500
α	—	1,377	1,331	1,286	1,230	1,206
μB_h	кг/час	418	819	1,156	1,488	1739
T_3	°C	250	313	351	370	362
T_4	°C	168	262	316	336	342
T_5	°C	137	215	258	281	290
$t_{вп}$	°C	73	108	131	140	130
q_1	%	70,1	71,5	67,6	63,6	59,3
q_2'	%	8,6	5,7	4,8	6,3	6,7
q_2''	%	6,3	8,2	13,6	16,7	22,0
q_y	%	9,4	10,3	10,4	10,6	9,6

Таблица 72

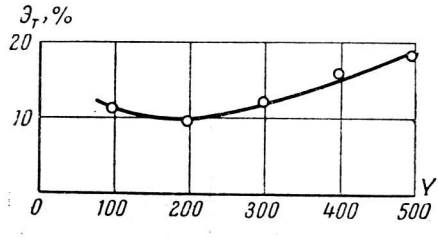
	Размерность	Y, кг/м² час				
		100	200	300	400	500
α	—	1,402	1,353	1,290	1,264	1,238
μB_h	кг/час	421	807	1 109	1 349	1 564
T_3	°C	250	293	330	344	359
q_1	%	62,2	64,5	58,8	53,4	48,4
q_2'	%	9,8	6,6	6,5	6,3	6,8
q_2''	%	5,5	9,5	17,1	24,6	29,7
q_y	%	12,1	13,2	13,1	12,2	11,5

В табл. 71 приведены некоторые результаты испытания паровоза $Э^{КМ}$, снабженного описанным типом воздухоподогревателя, а табл. 72 — результаты параллельного испытания рядового паровоза серии $Э^{М}$ в совершенно аналогичных условиях (одно и то же руководство, состав экспериментаторов, приборы, динамометрический вагон, участки, время, сорт топлива и т. д.)[1].

По этим данным на фиг. 245 даны кривые изменения тепловых потерь: от химического недогорания, от механической неполноты горения,

[1] Подробное описание этих сравнительных испытаний см. в статье автора «Результаты комплексной модернизации паровозов серии $Э^{М}$». Юбилейный выпуск 51-й Трудов МЭМИИТ. М., Трансжелдориздат, 1945.

с уходящими газами, а также кривые изменения суммы этих потерь и величины полезного тепла (иными словами, к. п. д. котла нетто). Кривые для серийного паровоза показаны пунктиром, для паровоза с вертикальнотрубчатым воздухоподогревателем — сплошными линиями.

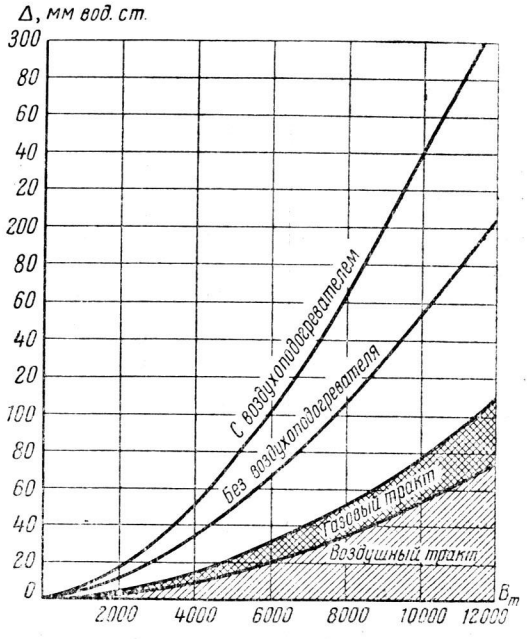


Фиг. 246.

Как видим, действительная экономия топлива, достигаемая при подогреве воздуха, получается не столько за счет использования части тепла уходящих газов, сколько главным образом за счет упорядочения процессов сгорания топлива и особенно — за счет дожигания уноса.

На фиг. 246 эта экономия, полученная путем сопоставления значений q_1, для обоих сравниваемых паровозов, представлена графически. Результат получился, как видим, чрезвычайно эффективный и безусловно стимулирующий дальнейшую работу по внедрению именно этого типа воздухоподогревательных устройств на наших паровозах.

На фиг. 247 нанесены величины разрежений у конуса, полученных при опытных поездках с обоими паровозами. Здесь же показана величина добавочного сопротивления воздухоподогревателя как по газовому, так и по воздушному тракту. Эта величина получилась значительно меньше, чем для других типов газовых воздухоподогревателей, и никаких опасений не внушает. При испытаниях на паровозе без воздухоподогревателя был установлен четырехдырный конус с диаметром отверстий 70,5 мм, а на паровозе с воздухоподогревателем — 68 мм, разница настолько ничтожная, что на ней не приходится останавливаться.



Фиг. 247.

К сказанному остается добавить, что в процессе эксплуатации помимо значительной экономии топлива выявились следующие положительные качества вертикальнотрубчатого воздухоподогревателя:

1) абсолютная незасоряемость;

2) свобода доступа в дымовую коробку;

3) полная эксплуатационная надежность;

4) простота ухода и ремонта.

Коэффициент теплопередачи в трубчатых батареях воздухоподогревателя определяется по формуле

$$K_{\text{вп}} = \frac{M(T_4 - T_5) + N(T_4^2 - T_5^2)}{H'_{\text{вп}}\left(\frac{T_4 + T_5}{2} - \frac{t_{\text{в}} + t_{\text{вп}}}{2}\right)}, \tag{482}$$

где $H'_{\text{вп}}$ — поверхность нагрева подсчитывается по среднему диаметру.

Весовые скорости газов и воздуха:

$$U_{\text{газ}} = \frac{(L_0\alpha + 1)\mu B_h}{3\,600\,\Omega_{\text{газ}}}; \quad U_{\text{вп}} = \frac{L_0\alpha\mu B_h}{3\,600\,\Omega_{\text{в}}}. \tag{483}$$

Коэффициент теплоперехода $\alpha_{\text{газ}}$ от газов к стенкам труб ничем, очевидно, не отличается от такового для дымогарных труб котла и может быть определен по формуле (111), с учетом особенности теплоотдачи в коротких трубах, так как в рассматриваемом случае $\frac{l}{d} = \frac{1,0}{0,046} < 50$. Особенности эти учитываются поправочным коэффициентом [1], составляющим для средних условий работы воздухоподогревателя рассматриваемой системы $\varepsilon_l \approx 1,09$.

Таким образом

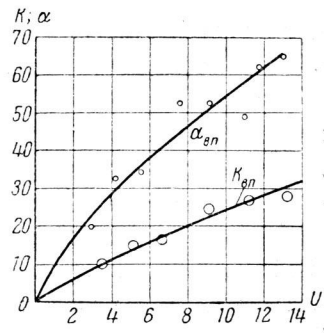
$$\alpha_{\text{газ}} = 5,94\ U_{\text{газ}}^{0,9} 1,09 = 6,48\, U_{\text{газ}}^{0,9}. \tag{484}$$

Величина коэффициента теплоперехода $\alpha_{\text{в}}$ от стенки к подогреваемому воздуху, омывающему трубы снаружи, определится теперь следующим образом:

$$K_{\text{вп}} = \frac{\alpha_{\text{газ}}\alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\text{газ}} + \alpha_{\text{в}}};$$

откуда

$$\alpha_{\text{вп}} = \frac{K_{\text{вп}}\alpha_{\text{газ}}}{\alpha_{\text{газ}} - K_{\text{вп}}}. \tag{485}$$



Фиг. 248.

На фиг. 248 приведены кривые изменения величин $K_{\text{вп}}$ в функции $U_{\text{газ}}$ и $\alpha_{\text{вп}}$ в функции $U_{\text{вп}}$. Кривые эти могут быть выражены следующими эмпирическими уравнениями, пригодными для расчета и проектирования аналогичных установок:

$$K_{\text{вп}} = 3,88 U_{\text{газ}}^{0,8}; \tag{486}$$

$$\alpha_{\text{вп}} = 10,84 U_{\text{вп}}^{0,7}. \tag{487}$$

[1] М. А. Михеев. Основы теплопередачи, 1949, гл. IV.

Заканчивая описание газового воздухоподогревателя, необходимо сделать сдедующее замечание. Вследствие относительно малых значений величины коэффициента теплопередачи (газ — стенка — воздух) поверхность нагрева воздухоподогревателя получается довольно большой. Хотя 1 м^2 этой поверхности и весит значительно меньше, чем поверхность нагрева котла, тем не менее, чтобы не выходить из рамок габарита и веса, приходится обычно при постановке газового воздухоподогревателя несколько уменьшать трубчатую поверхность нагрева котла. Выше мы видели, что такое уменьшение не представляет собой ничего опасного, так как несколько повышает температуру T_3 газов, уходящих из трубчатой части котла и поступающих в трубки воздухоподогревателя, и тем самым интенсифицирует работу поверхности нагрева воздухоподогревателя.

Глава VII

ПАРОВОЗ С КОНДЕНСАЦИЕЙ ПАРА ПРИ АТМОСФЕРНОМ ДАВЛЕНИИ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Применение на паровозах конденсации пара преследует двоякую цель: 1) путем раздвижения рабочих пределов температур и давлений пара повысить термическую экономичность рабочего процесса; 2) питая котел конденсатом, сократить во много раз потребность паровоза в пополнении запасов свежей воды и избавиться от тех неприятностей, которые вызываются загрязнением поверхности нагрева котла при питании его сырой водой. Достижение первой цели требует вакуумной конденсации, которая хотя и разрешена для паровоза конструктивно, но вследствие сложности не нашла еще пока рентабельных форм своего осуществления на железнодорожном транспорте. Осуществление атмосферной конденсации гораздо проще как в отношении конструктивного выполнения, так и в смысле ухода и обслуживания.

Первый мощный паровоз с атмосферной конденсацией появился в СССР в 1933 г. Основные его преимущества: 1) наличие конденсационного устройства дает возможность совершать без набора воды пробеги до 1000 км и более; 2) турбовентиляторная дымососная установка дает интенсивную равномерную тягу, позволяющую значительно форсировать топку.

ОПИСАНИЕ И СХЕМА

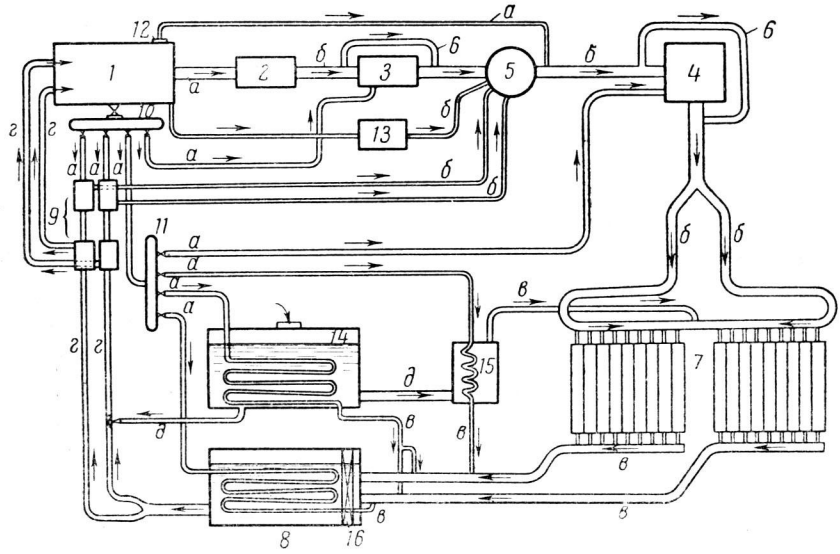
На фиг. 249 в несколько упрощенном виде представлена схема работы паровоза с атмосферной конденсацией пара.

Весь отработанный пар из машины, питательных и тормозного насосов поступает сначала в турбину дымососа, затем в турбину конденсатора, приводящую в движение роторы конденсационной воздушной уста-

новки, и далее в состоящие из секций радиаторы конденсатора. Конденсат сливается из трубок радиаторов в специальный бак, из которого закачивается двумя питательными насосами в котел.

На схеме трубопроводы свежего пара обозначены буквой *а*, отработавшего пара — *б*, конденсата — *в*, питательной воды — *г*, сырой воды — *д*.

На стоянках и при езде с закрытым регулятором предусмотрена возможность питания турбины дымососа свежим паром. Бак сырой воды



Фиг. 249. Схема работы паровоза с конденсацией отработавшего пара:

1 — паровой котел; *2* — паровая машина; *3* — турбина дымососа; *4* — турбина конденсатора; *5* — маслоотделитель; *6* — перепускные клапаны, обеспечивающие более гибкое регулирование турбин путем пропуска части пара мимо турбины; *7* — радиаторы конденсатора (по девять с правой и левой сторон тендера); *8* — конденсатный бак; *9* — питательные насосы; *10* и *11* — пароразборные колонки паровоза и тендера; *12* — предохранительные клапаны; *13* — тормозной насос; *14* — бак сырой воды; *15* — испаритель; *16* — маслоотделитель конденсатного бака.

служит для пополнения воды в конденсатном баке, причем сырая вода предварительно проходит через испаритель и в виде конденсата вливается в питательную магистраль. Для возможности питания котла сырой водой из бака сырой воды имеется ответвление к питательным насосам.

Термический к. п. д. обычного паровоза имеет, как известно, следующее выражение:

$$\eta_i = \frac{632}{\lambda}\frac{1}{\frac{B_m}{N_к}}\eta_к^{\text{нетто}} = \frac{632}{\lambda}\frac{1}{\frac{B_m}{N_к}}\frac{Q_1}{B_h K_р^н}. \qquad (488)$$

Для конденсационного паровоза в числителе выражения к. п. д. котла мы должны вместо Q_1 подставить

$$Q_1 + \Delta Q_e,$$

где ΔQ_e — тепло, возвращаемое в котел конденсатом мятого пара.

Таким образом

$$\eta_l = \frac{632}{\lambda}\frac{1}{\frac{B_m}{N_к}}\frac{Q_1 + \Delta Q_e}{B_h K_р^н} = \frac{632}{\lambda}\frac{1}{\frac{B_m}{N_к}}(\eta_к^{\text{нетто}} + \xi) = \frac{632 \cdot 1}{\lambda \frac{B_m}{N_к}}\eta_к^{\text{нетто}}\left(1 + \frac{\xi}{\eta_к^{\text{нетто}}}\right), \quad (489)$$

где

$$\xi = \frac{\Delta Q_e}{B_h K_р^н}. \quad (490)$$

Если ϑ — температура конденсата (по опытам $\vartheta = 80 - 90°$), то

$$\Delta Q_e = B_m \vartheta.$$

ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС ВОЗДУШНОГО КОНДЕНСАТОРА

Поверхность охлаждения, расположенная на тендере, осуществлена в виде секционных радиаторов (18 радиаторов — по 9 с каждой стороны тендера), состоящих из вертикальных ребристых трубок. Каждый радиатор (секция) состоит из 18 рядов труб (по фронту боковой стенки тендера); таких рядов в каждой секции — 8. Трубы имеют эллиптическое сечение (оси эллипса 30 и 10 мм) и длину 2 м. Большие оси эллипсов расположены перпендикулярно к продольной оси тендера. Для увеличения воздушной поверхности нагрева трубки снабжены припаянными к ним пластинками прямоугольной формы размером 20×40 мм и толщиной около 0,3 мм; число таких пластинок на каждой трубке составляет 685; вертикальное расстояние между соседними пластинками (в свету) равно 2,4 мм.

Площадь сечения для прохода воздуха между двумя смежными трубками

$$\omega = 2000 \cdot 25 - 2 \cdot 685 \cdot 5 \cdot 0{,}3 = 47\,945 \text{ мм}^2,$$

а периметр этого сечения

$$П = 2 \cdot 2000 + 2 \cdot 25 + 2 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 685 = 17\,750 \text{ мм},$$

откуда величина среднего гидравлического радиуса сечения

$$r = \frac{\omega}{П} = 2{,}7 \text{ мм} = 0{,}0027 \text{ м}.$$

Полная площадь сечения для прохода воздуха

$$\Omega = 47\,945 \cdot 18 \cdot 18 = 15\,530\,000 \text{ мм}^2 = 15{,}53 \text{ м}^2.$$

Уравнение тепла для воздушного потока, продуваемого вентиляторами через радиаторы, имеет вид

$$Q = G_в c_p t_в, \quad (491)$$

где $G_в$ — вес продуваемого воздуха, кг / час;

c_p — его средняя теплоемкость;

$t_в$ — температура.

В пределах колебания температуры воздуха от —40° до +90°[1] можно принять:

$$c_p = \text{const} = 0{,}24,$$

после чего

$$Q = 0{,}24\, G_{\text{в}}\, t_{\text{в}}. \tag{492}$$

Количество тепла dQ, получаемого воздухом от протекающего по трубкам пара через бесконечно малый элемент поверхности нагрева dH:

$$dQ = 0{,}24\, G_{\text{в}}\, [(t_{\text{в}} + dt_{\text{в}}) - t_{\text{в}}] = 0{,}24\, G_{\text{в}}\, dt_{\text{в}}. \tag{493}$$

С другой стороны:

$$dQ = K dH\, (t_e - t_{\text{в}}), \tag{494}$$

где t_e — температура конденсирующегося в трубках пара.

Таким образом, имеем

$$0{,}24\, G_{\text{в}} \frac{dt_{\text{в}}}{t_e - t_{\text{в}}} = K dH. \tag{495}$$

После интегрирования левой части уравнения (495) в пределах от $t_{\text{в}} = t_0^{\text{в}}$ до $t_{\text{в}} = t_1^{\text{в}}$ и правой — от 0 до H получим уравнение теплоотдачи:

$$0{,}24\, G_{\text{в}} \ln \frac{t_e - t_0^{\text{в}}}{t_e - t_1^{\text{в}}} = KH. \tag{496}$$

РАСЧЕТ РАЗМЕРОВ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

Тепло, получаемое охлаждающим воздухом:

$$Q_{\text{в}} = G_{\text{в}}\, 0{,}24\, (t_1^{\text{в}} - t_0^{\text{в}}). \tag{497}$$

Тепло, отдаваемое мятым паром:

$$Q = B_m\, (\lambda_e - \vartheta). \tag{498}$$

Так как $Q_{\text{в}} = Q$, имеем

$$G_{\text{в}}\, (0{,}24\, (t_1^{\text{в}} - t_0^{\text{в}}) = B_m\, (\lambda_e - \vartheta). \tag{499}$$

Средняя скорость протекания воздуха в конденсаторе:

$$w_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\gamma_{\text{в}}\, 3600\, \Omega}\ . \tag{500}$$

Подставляя из уравнения (497)

$$G_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{0{,}24\, (t_1^{\text{в}} - t_0^{\text{в}})}\ ; \tag{501}$$

$$\gamma_{\text{в}} = \frac{10\,330}{29{,}27 \left(\frac{t_1^{\text{в}} + t_0^{\text{в}}}{2} + 273 \right)}\ ,$$

[1] Зимой при поступлении в конденсатор $t_{\text{в}} = -40°$; летом при выходе из конденсатора $t_{\text{в}} = +90°$.

получим

$$w_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}\left(\frac{t_1^{\text{в}} + t_0^{\text{в}}}{2} + 273\right) 29{,}27}{0{,}24\,(t_1^{\text{в}} + t_0^{\text{в}}) 10\,330 \cdot 3600\,\Omega}. \qquad (502)$$

Из уравнения (496), заменяя в нем $G_{\text{в}}$ из уравнения (501), находим

$$K = \frac{Q_{\text{в}} \ln \frac{t_e - t_0^{\text{в}}}{t_e - t_1^{\text{в}}}}{H\,(t_1^{\text{в}} - t_0^{\text{в}})}. \qquad (503)$$

Во время опытных поездок с паровозом серии СО^{К} были получены цифровые показатели тепловой работы конденсатора, приведенные в табл. 73.

Таблица 73

$H_{\text{конд}} = 2320$ м^2; $\Omega_{\text{возд}} = 15{,}53$ м^2

№ опыта	B_m	p_e	t_e	ϑ	$t_0^{\text{в}}$	$t_1^{\text{в}}$	$\gamma_{\text{в}}$	$w_{\text{в}}$	$U_{\text{в}}$	K
3	9 187	1,05	100	77	20	73	1,105	6,71	7,42	45,2
4	8 780	1,00	99	75	19	73	1,105	6,32	6,98	44,7
5	13 460	1,40	109	106	19	75	1,105	8,80	9,72	54,6
6	13 420	1,27	106	97	19	72	1,105	9,61	10,62	57,5
7	9 300	1,01	99	78	14	71	1,119	1,21	6,96	44,6
8	10 980	1,03	100	78	15	67	1,135	8,02	9,10	50,0
9	5 370	1,02	100	48	15	79	1,105	3,37	3,72	32,2
10	4 000	1,00	99	43	17	84	1,092	2,45	2,67	26,1
11	4 184	1,00	99	48	17	86	1,091	2,45	2,66	28,5
12	13 460	1,07	101	91	13	65	1,130	9,78	11,05	55,2
13	13 230	1,14	103	90	13	66	1,130	9,48	10,71	55,0
14	7 095	1,00	99	70	18	79	1,100	4,50	4,95	39,9
15	7 370	1,00	99	69	18	76	1,100	4,92	5,41	39,1
16	10 280	1,11	103	95	22	75	1,105	7,14	7,89	48,3
43	3 206	1,00	99	51	27	90	1,065	2,10	2,24	26,8
54	15 260	1,16	104	98	14	65	1,126	10,76	12,11	58,5
55	14 170	1,12	102	91	13	65	1,126	9,92	11,16	56,5
56	15 350	1,00	99	98	12	64	1,130	10,59	11,97	62,7
57 bis	15 120	1,26	106	100	13	68	1,120	9,89	11,08	57,2

Здесь t_e обозначает температуру конденсирующегося пара, определяемую давлением p_e, измеряемым перед конденсационными элементами.

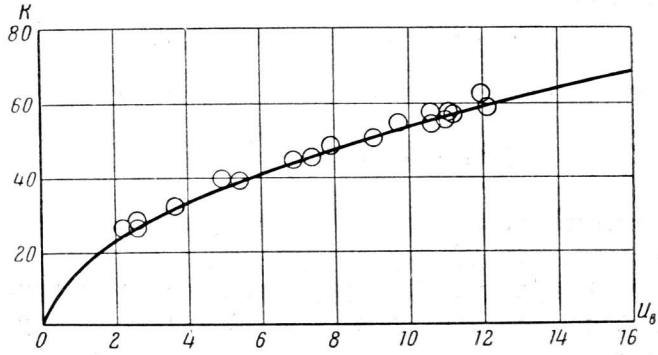
На фиг. 250 полученные из опыта значения K нанесены в функции от весовой скорости $U_{\text{вп}}$, определяемой из уравнения

$$U_{\text{вп}} = \frac{G_{\text{в}}}{3600\,\Omega}. \qquad (504)$$

Кривая, наиболее близко отображающая закон изменения K, имеет уравнение

$$K = 15{,}9\, U_{\text{в}}^{0{,}53}. \tag{505}$$

Расчетными уравнениями для определения необходимой поверхности охлаждения воздушного конденсатора являются уравнения (496), (497),



Фиг. 250.

(499), (502) и (505). Уравнение (502) после подстановки в него из уравнения (497) значения $Q_{\text{в}}$ принимает следующий вид:

$$w_{\text{в}} = \frac{29{,}27 \cdot G_{\text{в}} \left(\frac{t_1^{\text{в}} + t_0^{\text{в}}}{2} + 273 \right)}{10\,330 \cdot 3600 \cdot \Omega}. \tag{506}$$

Мощность вентиляторов

$$N_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}} \Delta p}{\gamma \cdot 75 \cdot 3600 \eta}, \tag{507}$$

где Δp — перепад давлений в конденсаторе;

γ — удельный вес воздуха;

η — к. п. д. вентиляторного колеса, принимаемый при проектных расчетах $\eta \approx 0{,}5$.

Из опытов с паровозом серии СО^{К} выявилась зависимость

$$\Delta p = 0{,}41\, U_{\text{в}}^{1{,}8}. \tag{508}$$

Для турбины вентиляторов имеем

$$\eta_{ae} = \eta_{ai} \cdot \eta_{\text{м}} = \frac{632\, N_e}{B_m\, \lambda_1}, \tag{509}$$

где η_{ai}, η_{ae}, $\eta_{\text{м}}$ — к. п. д. турбины: абсолютный индикаторный, абсолютный эффективный и механический;

N_e — мощность турбины;

λ_1 — теплосодержание пара перед турбиной.

Относительный эффективный к. п. д.:

$$\eta_{oe} = \eta_{\text{м}}\eta_{oi} = \eta_{\text{м}}\frac{\eta_{oi}}{\eta_R} = \frac{632N_e}{B_m\lambda_1}\frac{\lambda_1}{\lambda_1-\lambda_2} = \frac{632N_e}{B_m(\lambda_1-\lambda_2)}, \tag{510}$$

где λ_2 — теплосодержание пара за конденсатором и η_R термический к. п. д. турбины.

При расчетах берут

$$\eta_{\text{м}} = 0{,}96 \div 0{,}98; \quad \eta_{oi} = 0{,}79.$$

Из формулы (510) определяем мощность вентиляторной турбины:

$$N_e = \eta_{\text{м}}\eta_{oi}\frac{B_m(\lambda_1-\lambda_2)}{632}. \tag{511}$$

Пример расчета. Подсчитаем величину конденсационной поверхности для паровоза серии ФД. Примем: расчетную паропроизводительность котла $B_m = 18\,000$ кг/час; температуру пара при входе в трубки конденсатора $t_e = 110°$; при выходе из них $\vartheta = 70°$; температуру наружного воздуха $t_0^{\text{в}} = 30°$; теплосодержание выхлопного пара $\lambda_e = 650$ ккал/кг.

Из уравнения (498) находим

$$Q = Q_e = 18\,000\,(650-70) = 10\,440\,000 \text{ ккал/час}.$$

На основании экспериментальных данных принимаем $t_1^{\text{в}} = 90°$. Тогда из уравнения (501) находим

$$G_{\text{в}} = \frac{10\,440\,000}{0{,}24(90-30)} = 725\,000 \text{ кг/час}.$$

Задаваясь средней скоростью протекания воздуха, омывающего конденсационную поверхность, $w_{\text{в}} = 10$ м/сек, имеем из уравнения (505):

$$K = 15{,}9\left[10\frac{10\,330}{29{,}27\left(\frac{90+30}{2}+273\right)}\right]^{0{,}53} = 56{,}0 \text{ ккал/м}^2 \text{ час. °C}.$$

Из уравнения (496) определяем

$$H = \frac{0{,}24\cdot 725\,000\ln\frac{110-30}{110-90}}{56} = 4303 \text{ м}^2.$$

Наконец, из уравнения (506) находим

$$\Omega = \frac{725\,000\cdot 29{,}27\left(\frac{30+90}{2}+273\right)}{10\cdot 10\,330\cdot 3600} = 19{,}00 \text{ м}^2.$$

Часть пятая
ТЕПЛОВАЯ РАБОТА ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Глава I
БАЛАНС ТЕПЛА В ЦИЛИНДРЕ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

В предыдущих главах мы подвергали подробному научному анализу тепловые процессы, происходящие в паровозном котле, пароперегревателе и подогревателях, и, следуя постепенной трансформации энергии, дошли до того момента, когда приготовленный котлом пар, являющийся носителем этой энергии, в количестве

$$B_m \lambda' \text{ ккал / час}$$

поступил в золотниковую коробку,

где B_m — часовой расход пара на машину;

λ' — теплосодержание пара в золотниковой коробке цилиндра высокого давления.

Теперь мы должны перейти к исследованию тепловой работы пара в цилиндрах паровой машины.

Уравнение теплового баланса в паровозной паровой машине, работающей без конденсации, может быть написано в следующем общем виде:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5. \tag{512}$$

где Q_0 — располагаемое тепло, вносимое свежим паром в цилиндр;

Q_1 — тепло, перешедшее в полезную индикаторную работу;

Q_2 — потеря тепла вследствие теплообмена между паром и стенками цилиндра;

Q_3 — тепло, уносимое уходящим паром в конус;

Q_4 — потеря тепла через обшивку цилиндра во внешнюю среду (наружное охлаждение);

Q_5 — потеря вследствие утечек пара через неплотности золотниковых и поршневых колец и сальников.

Уравнение (512) указывает на полную аналогию схемы распределения тепла в котле и в машине. Потере через неплотности пораспределительных органов в машине соответствуют в котле потери от провала части топлива в поддувало и уноса его в несгоревшем виде в дымовую трубу; потере вследствие обмена тепла со стенками — неполное сгорание топлива; потере с уходящим паром — такая же потеря с уходящими из котла газами; наконец, как там, так и здесь, часть тепла теряется наружу

через внешнюю обшивку котла или парового цилиндра; остающееся тепло переходит в полезную работу.

Так как количество пара, пропускаемого золотниками и поршнями, зависит не столько от типа машины и свойств рабочего тела, сколько от степени исправности машины и ухода за ней, условимся в дальнейшем для получения величины, характеризующей термические достоинства машин как типа, считать располагаемым теплом величину

$$Q_0' = Q_0 - Q_5, \tag{513}$$

устраняя, таким образом, влияние на конечные результаты исследования такого случайного и непостоянного фактора, как величина Q_5.

Величину Q_4, которая при надлежащей изоляции цилиндров составляет доли процента, будем считать равной нулю.

Наконец, все величины Q, входящие в уравнения теплового баланса машины, удобнее всего относить не к часу работы, как это мы делали в отношении котла, а к одному рабочему ходу поршня.

Величина Q_0 может быть представлена в виде произведения

$$Q_0 = \lambda' u, \tag{514}$$

где u — расход пара в килограммах на один ход поршня.

Величина λ' всегда несколько отличается от теплосодержания пара в котле.

При работе насыщенным паром разница эта получается вследствие изменения влажности пара при проходе его через регуляторный золотник и паропроводящие трубы. В перегретом паре наблюдается падение температуры при переходе его из коллектора пароперегревателя в золотниковую коробку. Для летнего времени величина этого падения может быть принята в среднем около 10°, несколько увеличиваясь с уменьшением форсировки; зимой — почти вдвое больше. Ввиду сказанного вполне очевидно, что при правильно поставленных опытах необходимо правильно определять величину λ' по непосредственным наблюдениям степени влажности или температуры пара в золотниковой коробке.

Величина u определится из равенства

$$B_m = un,$$

где

$$B_m = \frac{(A_0 - A_1 - \Sigma a - \Sigma b) + (h_0 - h_1)}{t_x},$$

а n — число ходов поршня в течение 1 часа

$$n = \frac{V\,1000}{\pi D}\chi,$$

если V — скорость поезда, км / час;

D — диаметр движущих колес, м;

χ — число тактов (ходов поршней) цилиндров высокого давления в течение полного оборота движущих колес.

При опытах n измеряется счетчиком числа оборотов.

Полезное тепло, т. е. тепло, перешедшее в полезную индикаторную работу, равно

$$Q_1 = AL_i, \tag{515}$$

где L_i — индикаторная работа пара в цилиндре за один ход поршня, выраженная в кгм;

A — тепловой эквивалент работы (величина, обратная механическому эквиваленту тепла), равный $\frac{1}{427}$.

Если через p_i, кг/см² назовем величину среднего индикаторного давления в цилиндре, вполне точно определяемую очертанием индикаторной диаграммы, а через d — диаметр цилиндра (м), то среднее усилие на поршень будет

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 p_i 10\,000 \text{ кг},$$

а работа этой силы за один ход поршня

$$L_i = Ph = \frac{\pi}{4} d^2 h p_i 10\,000 = V_ц p_i 10\,000 \text{ кгм},$$

где h — ход поршня, м;

$V_ц$ — объем цилиндра, м³.

Таким образом,

$$Q_1 = AV_ц p_i 10\,000 \text{ ккал}. \tag{516}$$

Если мы имеем дело с машиной компаунд, то, называя объемы цилиндров высокого и низкого давлений через $V'_ц$ и $V''_ц$, а средние индикаторные давления в них — через p'_i и p''_i, аналогично получим

$$Q_1 = A(V'_ц p'_i + V''_ц p''_i) 10\,000 \text{ ккал}. \tag{517}$$

Сопоставляя между собой выражения (514) и (516), получаем выражение абсолютного индикаторного к. п. д. паровозной машины

$$\eta_{ia} = \frac{A\Sigma V_ц p_i 10\,000}{u\lambda'} = 23{,}42 \frac{\Sigma (V_ц p_i)}{u\lambda'}. \tag{518}$$

Между величиной среднего индикаторного давления и индикаторной силой тяги F_i существует соотношение, определяемое выражением равенства работ силы давления пара на поршень и силы тяги

$$F_i \pi D = \sum \left(\frac{\pi}{4} d^2 h p_i\right) 10\,000 \chi,$$

откуда

$$\sum V_ц p_i = \frac{\pi D F_i}{10\,000 \chi}$$

и выражение для η_{ia} получает следующий вид:

$$\eta_{ia} = \frac{23{,}42\pi}{10\,000} \frac{DF_i}{\chi u\lambda'} = 0{,}00735 \frac{DF_i}{\chi u\lambda'}.$$

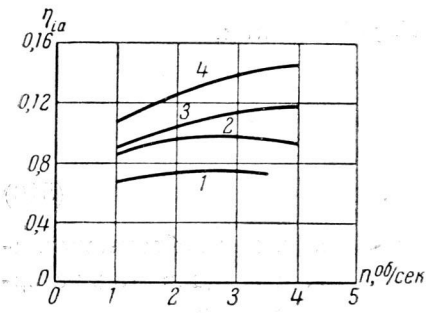
Степень совершенства паровой машины принято иногда характеризовать не к. п. д., а величиной расхода пара на индикаторную лошадиную силу, т. е. величиной

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{u\dfrac{V\,1000}{\pi D}}{\dfrac{F_i V}{270}} = 86\,000\,\frac{u\lambda'}{DF_i}. \tag{519}$$

Подставляя величину $\frac{u\lambda'}{DF_i}$ в предыдущее выражение для η_{ia}, получаем

$$\eta_{ia} = \frac{0{,}00735 \cdot 86000}{\dfrac{B_m}{N_i}\lambda'} = \frac{632}{\lambda'}\,\frac{1}{\dfrac{B_m}{N_i}}. \tag{520}$$

Выражение (520) показывает, что величина $\frac{B_m}{N_i}$ характеризует степень совершенства машины лишь в том случае, если $\lambda' = \text{const}$, что близко к истине для машин, работающих насыщенным паром, где паросодержание, а следовательно, и λ' (при данном котловом давлении) почти не меняются. Что касается перегревных паровозов, то здесь λ' меняется в весьма широких пределах в зависимости от степени перегрева, а потому гораздо правильнее принимать в качестве мерила совершенства машины величину η_{ia}.



Фиг. 251.

На фиг. 251 приведены примерные кривые изменения величины абсолютного индикаторного к. п. д. паровозных паровых машин при наивыгоднейшем их регулировании. Кривые *1* и *2* — для паровозов, работающих насыщенным паром, *3* и *4* — для перегревных паровозов с низким (до 300° в золотниковой коробке) и средним (360°) перегревом; кроме того, кривые *1* и *3* относятся к машинам простого действия, а *2* и *4* — к машинам компаунд.

Таким образом, наибольшая величина абсолютного индикаторного к. п. д., достигнутая в современных паровозах, не превосходит 14—15%, соответственно чему расход пара на индикаторную паровую лошадиную силу доходит до 6 кг.

В целях сопоставления реализованных в паровозах величин η_{ia} считаем нелишним привести наиболее характерные цифры к. п. д. для лучших современных стационарных паровых машин с охлаждением и паровыми рубашками:

Машины компаунд . . . . . $\eta_{ia} = 0{,}14 - 0{,}16$
» трехкратного расширения . . . . . $\eta_{ia} = 0{,}17 - 0{,}19$
» компаунд при высоком перегреве . $\eta_{ia} =$ до $0{,}21$

Глава II

УТЕЧКИ ПАРА ЧЕРЕЗ НЕПЛОТНОСТИ ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ И МЕТОД ИХ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Потери пара вследствие утечки его через неплотности парораспределительных органов при золотниковом парораспределении, почти исключительно применяемом на паровозах, достигают весьма значительной величины и игнорируемы ни в коем случае быть не могут.

Пусть мы имеем случай перетекания пара из камеры высокого давления p_1 в камеру с более низким давлением p_2 через отверстие или щель. Если отношение $\frac{p_2}{p_1}$ меньше некоторого критического коэффициента β, величина которого может быть принята равной 0,546 для перегретого и 0,577 для насыщенного пара, то количество пара, перетекающего в единицу времени, может быть выражено формулой Непира

$$u_y = A' \sqrt{\frac{p_2}{p_1}(p_1 - p_2)}. \tag{521}$$

В нашем случае p_1 — давление в золотниковой коробке, которое всегда больше 10 кг/см²; давление p_2 в случае утечки через золотник непосредственно в конус равно 1,0—1,6 кг/см². Поэтому $\frac{p_2}{p_1}$ всегда меньше 0,546, и формула Непира к рассматриваемому случаю вполне применима. Замечая, кроме того, что в современных паровозах p_1 изменяется в пределах 13—17 ат, а p_2 для нормальных условий работы не выходит из пределов 1,1—1,3 ат, можно считать отношение $\frac{p_2}{p_1}$ приблизительно постоянным. Это дает возможность отнести множитель $\frac{p_2}{p_1}$ к составу постоянного коэффициента, что значительно упрощает формулу истечения.

Итак, для случая утечки из золотниковой коробки в конус имеем

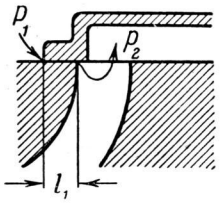
$$u_y = A\sqrt{p_1 - p_2}. \tag{522}$$

Принимая, далее, во внимание, что непосредственная утечка в конус имеет место в течение 75—85% всего рабочего времени и превалирует над утечкой при переменном давлении в камере вытекания, а также считаясь с отсутствием специальных наблюдений над утечкой через узкие щели, вполне допустимо распространять приведенную упрощенную формулу на случай утечки в течение всего хода поршня.

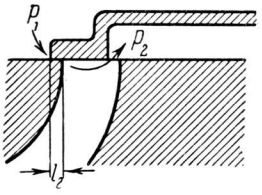
Кроме того, при утечке через золотник имеется еще один переменный фактор, безусловно влияющий на величину этой утечки, — это «длина перетекания».

Так, в случае, представленном на фиг. 252, величина утечки в единицу времени будет, несомненно, меньше, чем при положении золотника по

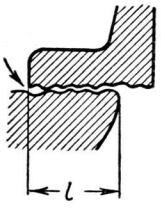
фиг. 253, при одних и тех же давлениях p_1 и p_2. Объясняется это большей в первом случае длиной перекрыши $l_1 > l_2$, благодаря чему давление просачивающегося пара падает сильнее. Кроме того, как бы ни были тщательны обработка и притирка трущихся поверхностей золотника и зеркала, они в разрезе представляют всегда ряд чередующихся выступов и впадин, представленных в утрированном виде на фиг. 254, при этом образуется ряд последовательных расширений и сужений, при переходе которых пар меняется вследствие внезапного изменения сечений. Чем больше размер l, названный нами длиной перетекания, тем,



Фиг. 252.



.Фиг. 253.



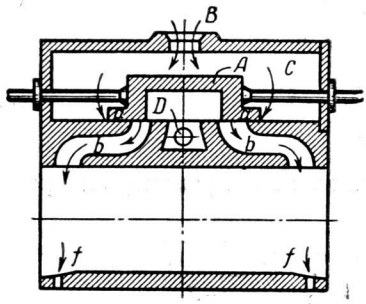
Фиг. 254.

очевидно, больше будет число таких расширений и сужений, а следовательно, и мятие пара. Чем больше мятие пара, тем теснее сближаются пределы давлений, разность которых и обусловливает в конечном итоге величину утечки. Новейшие опыты над протеканием пара через узкие щели вполне подтвердили правильность высказанных соображений и показали, что в большинстве случаев утечку можно считать при прочих равных условиях приблизительно обратно пропорциональной длине перетекания.

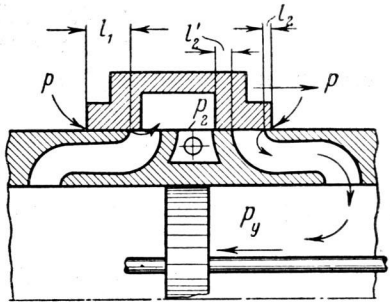
Для определения коэффициента A, входящего в формулу (522), обычно пользуются эмпирическими данными, причем такой опыт необходимо производить непосредственно на исследуемой машине. Необходимость эта обусловливается главным образом тем, что величина утечки зависит, помимо перечисленных, еще от целого ряда других, чисто индивидуальных факторов, как то: состояния и степени обработки и притирки трущихся поверхностей, смазки их, общего ухода за машиной и т. п.

В паровозах обстановка такого опыта следующая. При подтянутом к центру кулисном камне золотник A устанавливают в среднее положение (фиг. 255), затем паровоз затормаживают, под колеса подкладывают башмаки, после чего открывают регулятор, и свежий пар из котла устремляется по трубе B в золотниковую коробку C. Если в котле и паропроводе устранены все посторонние утечки, что вполне достижимо, то расход пара, измеряемый понижением уровня воды в водомерном стекле, вызывается в указанных условиях исключительно утечкой через наружные полы a золотников, перекрывающих окна b на величину перекрыши впуска; просачивающийся в цилиндры пар или утекает целиком через

продувательные краны f, или же в случае показанной на фигуре отрицательной перекрыши выпуска частью уносится через выпускную трубу D в конус. Для поддержания давления поступающего в золотниковые коробки пара постоянным во все время опыта в сифон опытного паровоза подается пар с другого паровоза. Величины утечек, определенные указанным способом для целого ряда паровозов различных серий, колеблются от 2 до 15 кг/мин на каждый золотник.



Фиг. 255.



Фиг. 256.

Если опыт на стоянке продолжается τ_0 сек. при разности давлений в котле и конусе Δp кг/см^2 и перекрыша впуска, играющая в этом случае роль длины перетекания, была равна e мм, причем величина утечки определилась в размере $(u_y)_0$ кг, то мы имеем

$$(u_y)_0 = \frac{A\tau_0}{e}\sqrt{\Delta p},$$

откуда

$$A = \frac{(u_y)_0\, e}{\tau_0 \sqrt{\Delta p}}.$$

Для любых других условий, характеризуемых факторами τ, l, p_1 и p_2, находим:

$$u_y = \frac{A\tau}{l}\sqrt{p_1 - p_2} = \frac{(u_y)_0\, e}{\tau_0 \sqrt{\Delta p}} \frac{\tau}{l}\sqrt{p_1 - p_2} = \frac{(u_y)_0}{\tau_0}\frac{e}{l}\tau\sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\Delta p}}. \qquad (523)$$

Наконец, в самом общем случае, когда просачивание пара происходит одновременно как через правую, так и через левую полу золотника, но при различных в обоих случаях условиях, необходимо составить два отдельных выражения для утечек, сумма которых и даст искомую полную потерю.

Рассмотрим, например, случай, представленный на фиг. 256, где через левый канал происходит выпуск пара в атмосферу, а по правую сторону поршня пар расширяется, имея в рассматриваемый момент давление p_y.

За некоторый короткий промежуток времени τ через левую полу золотника, перекрывающую окно на величину l_1 мм, просочится и утечет в атмосферу количество пара:

$$u'_y = \frac{(u_y)_0}{2\tau_0}\frac{e}{l_1}\tau\sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\Delta p}}; \tag{524}$$

в то же время через правую полу перетечет в цилиндр

$$u''_y = \frac{(u_y)_0}{2\tau_0}\frac{e}{l_2}\tau\sqrt{\frac{p_1 - p_y}{\Delta p}}, \tag{525}$$

а утечет из него в атмосферу

$$u'''_y = \frac{(u_y)_0}{2\tau_0}\frac{e}{l'_2}\tau\sqrt{\frac{p_y - p_2}{\Delta p}}. \tag{526}$$

Полная утечка в атмосферу за рассматриваемый промежуток времени будет

$$u_y = \frac{(u_y)_0}{2\tau_0}\frac{e}{l_1}\tau\sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\Delta p}} + \frac{(u_y)_0}{2\tau_0}\frac{e}{l'_2}\tau\sqrt{\frac{p_y - p_2}{\Delta p}} =$$

$$= \frac{(u_y)_0}{2\tau_0}\frac{e\tau}{\sqrt{\Delta p}}\left(\frac{\sqrt{p_1 - p_2}}{l_1} + \frac{\sqrt{p_y - p_2}}{l'_2}\right). \tag{527}$$

При рассмотрении действительных условий просачивания пара во время работы паровоза, т. е. при движущемся золотнике, величины p_1 и p_2 будут постоянными, а величины p_y, l_1, l_2, и l'_2 — переменными.

При подсчете суммарной утечки пара через неплотности золотниковых колец необходимо разбить время полного оборота движущих колес на отдельные периоды, соответствующие характерным фазам работы пара в цилиндре: впуску, расширению, выпуску и сжатию. Для подсчета продолжительности каждого из этих периодов удобнее всего воспользоваться графическим методом, применяемым в теории тяговых расчетов для определения времени хода поезда. Сущность этого метода заключается в следующем.

Пусть изменение скорости движения тела в плоскости изображается в функции от пройденного пути кривой

$$w = f(S),$$

представленной на фиг. 257. Разбивая эту кривую вертикальными ординатами на ряд последовательных участков, предполагаем скорость в пределах каждого участка постоянной и равной соответственному среднему ее значению (Ow', Ow'', Ow''' ...). Откладываем затем от точки B влево по оси абсцисс отрезок BC, равный n, мм; от начала координат проводим $OD \perp AC$ до пересечения с конечной ординатой участка 1 BD.

Из подобия треугольников ABC и BDO имеем

$$BD = \frac{BC.OB}{AB};$$

замечая, что

$$OB = S'a,$$

где a — масштаб пройденного пути,

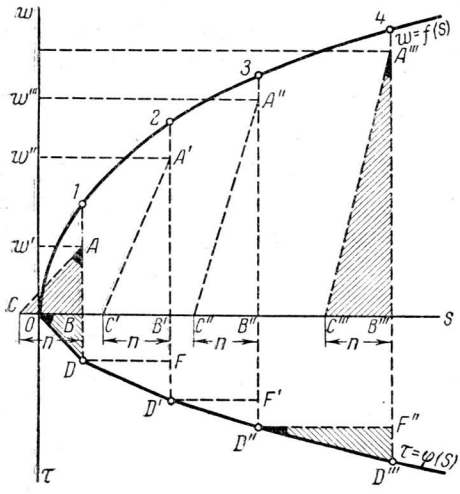
$$AB = w'm,$$

где m — масштаб скоростей, перепишем предыдущее соотношение так:

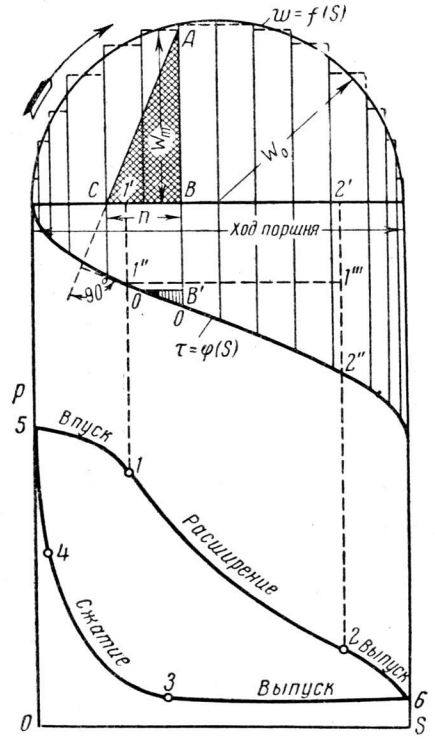
$$BD = n\frac{S'}{w'}\frac{a}{m} = \frac{a}{m}\cdot n\tau_1,$$

где $\tau_1 = \frac{S'}{w'}$ есть, очевидно, время пробега телом участка OB.

Совершенно так же выводим из подобия треугольников $A'B'C'$ и $DD'F$, что время пробега участка BB' выражается отрезком $D'F$, время пробега участка $B'B''$ дает отрезок $F'D''$ и т. д.; словом, ломаная $ODD'D''D'''$



Фиг. 257.



Фиг. 258.

представляет огибающую кривую накопления времени хода; при этом масштаб времени при постоянном для всех последовательных участков n равен

$$1 \text{ сек.} = \chi = \left(\frac{an}{m}\right) \text{мм}.$$

Переходя теперь к частному случаю движения поршня паровой машины, легко убеждаемся в том, что закон изменения скорости поршня (при равномерном вращении кривошипа и бесконечно длинном шатуне) изображается с достаточным для фактических целей приближением в пре-

делах каждого полного хода полуокружностью, радиус которой равен скорости пальца кривошипа, а эта последняя величина может быть выражена через радиус кривошипа r, равный половине хода поршня h, и число оборотов колес в минуту n следующим образом:

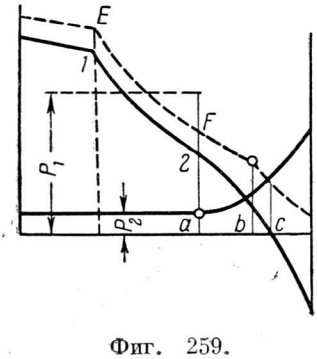
$$w = 2\pi rn = \pi hn.$$

После всего сказанного кривая времени построится без всяких затруднений (фиг. 258). На фиг. 258 треугольник ABC соответствует одноименному треугольнику на фиг. 257; треугольник $B'DO$ соответствует треугольнику BDO. Теперь и продолжительность любой фазы действия пара в цилиндре может быть легко найдена графически как разность ординат кривой времен, проведенных через положения поршня, соответствующие началу и концу рассматриваемого периода. Например, продолжительность расширения пара *1—2* изображается разностью ординат *2″ 2′ 1″ 1′*:

$$\chi_{\tau_{1-2}} = 2''2' - 1''1' = 2''1''';$$

$$\tau_{1-2} = \frac{2''1'''}{\chi}.$$

Диаграмму скорости w_0 и времени τ нет надобности строить отдельно для разных машин и условий их работы: одна и та же диаграмма применима для всех случаев, если ввести соответствующий масштабный коэффициент.



Фиг. 259.

При массовых подсчетах подобная диаграмма дает громадную экономию времени, степень же точности получаемых результатов вполне достаточна даже для самых точных исследовательских работ.

Что касается перетекания пара из одной половины цилиндра в другую через неплотности поршневых колец, то таковая обычно наблюдается в гораздо меньших размерах, чем утечка через золотник, и при сколько-нибудь внимательном уходе легко может быть доведена почти до нуля. Кроме того, это явление далеко не так вредно, как золотниковая утечка: утечка пара в этом последнем случае происходит в течение всего хода поршня в паровыходящую трубу, в то время как пар, перетекающий через поршень, уносится в конус только на части хода поршня, в период же предварения выпуска пара из выпускной полости цилиндра перетекает в рабочую, где происходит сжатие.

На фиг. 259 сплошными линиями показаны давления пара на правую и левую стороны поршня, а пунктиром — разность этих давлений, под влиянием которой и происходит утечка. На части ab хода поршня пар перетекает из полости расширения в полость сжатия, и утечка не является потерей; на части bc пар из полости выпуска перетекает в

полость сжатия, каковое явление даже полезно; и только на остающейся части хода поршня просачивающийся через поршневые кольца пар утекает непосредственно в паровыходящую трубу.

Что касается соотношения между давлениями p_1 и p_2, то величина $\frac{p_2}{p_1}$ почти на всем протяжении хода поршня меньше 0,546. Поэтому к исследованию рассматриваемого явления также вполне допустимо применять уравнение Непира

$$u_y = A'' \sqrt{\frac{p_2}{p_1}(p_1 - p_2)}.$$

Значение коэффициента A'' определяется из опыта. Золотник ставится в такое положение, чтобы он открывал какое-нибудь одно, например правое, паровпускное окно. В противоположной же полости цилиндра, т. е. в данном случае в левой, открывается отверстие продувательного крана, через которое и вытекает просачивающийся через поршень пар. Для устранения одновременной утечки через золотник этот последний разъединяют от кулисного механизма, ставят в крайнее левое (при наружном впуске пара) положение и в местах соприкосновения с зеркалом обильно смазывают салом с графитом. После этого открывают регулятор и фиксируют понижение уровня воды в стекле за определенный промежуток времени. Соответствующая убыль воды и обусловливается в рассматриваемом случае утечкой через поршень.

Таким путем получаем

$$(u_y)''_0 = \tau^0 A'' \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_0 (p_1 - p_2)_0},$$

откуда

$$A'' = \frac{(u_y)''_0}{\tau_0 \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_0 (p_1 - p_2)_0}},$$

где τ_0 — продолжительность опыта.

Теперь для любого участка индикаторной диаграммы, например, части EF (фиг. 259) линии расширения, находим

$$(u_y)''_{EF} = A''\tau \sqrt{\frac{p_2}{p_1}(p_1 - p_2)} = \frac{(u_y)''_0}{\tau_0}\tau \sqrt{\frac{\frac{p_2}{p_1}}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_0} \cdot \frac{p_1 - p_2}{(p_1 - p_2)_0}}. \qquad (528)$$

Что касается длины перетекания, то таковая при движении поршня все время остается постоянной, почему и не входит в формулу (528).

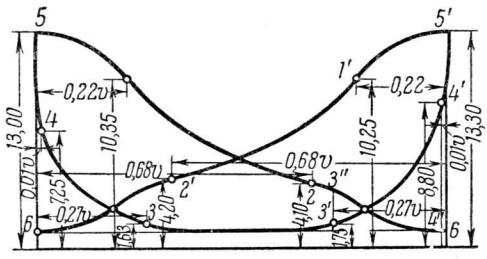
Наконец, утечка пара через сальники есть явление, которое легко заметить и устранить, почему в здоровом паровозе эта величина не должна приниматься во внимание.

Глава III

ПРИМЕР ОПРЕДЕЛЕНИЯ УТЕЧЕК ПАРА. СРЕДНИЕ ЗНАЧЕНИЯ ВЕЛИЧИНЫ УТЕЧЕК

В виде примера конкретного применения изложенного метода приведем расчет утечек пара через золотник для опытной поездки с пассажирским паровозом серии $Н^{П}$, имеющим диаметр ведущих колес $D = 1{,}675$ м, диаметр цилиндров 0,54 м, ход поршня 0,65 м.

Основные данные поездки: открытие регулятора полное ($\rho = 1$); степень наполнения цилиндров паром (отсечка) $\varepsilon = 0{,}22$; скорость хода $V = 20$ км / час; давление пара в золотниковой коробке (абс.) $p' = 13$ кг/см².



Фиг. 260.

Средняя индикаторная диаграмма приведена на фиг. 260.

Скорость пальца кривошипа

$$w = \frac{20 \cdot 1000 \cdot 0{,}65}{3600 \cdot 1{,}675} = 2{,}16 \text{ м / сек};$$

отсюда масштаб кривой скоростей на верхней половине фиг. 258:

$$1 \text{ м/сек} = m = \frac{25}{2{,}16} = 11{,}57 \text{ мм};$$

масштаб путей, проходимых поршнем,

$$1 \text{ м} = a = \frac{50}{0{,}65} = 76{,}9 \text{ мм}.$$

При опыте на стоянке утечка через каждый золотник определилась в 10 кг / мин при давлении в золотниковой коробке 13 кг / см² и длине перетекания $l = 34$ мм. Утечка через поршень и сальники отсутствовала.

1. Период впуска (*4—1*)

Эскиз цилиндрического золотника с внутренним впуском пара приведен на фиг. 261. Впуск пара происходит в левую полость цилиндра; давление в выпускной камере

$$p_e = 1{,}2 \text{ кг / см}^2.$$

Утечка пара из внутренней полости между золотниковыми дисками будет происходить непосредственно в паровыходящую трубу. При этом для левого диска имеем ширину диска (точнее — расстояние между крайними гранями золотниковых колец)

$$b = e + a_0 + i,$$

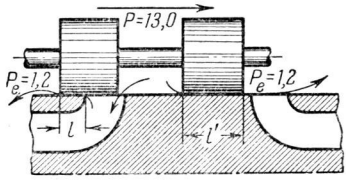
где a_0 — ширина паровпускного окна; e и i — перекрыши впуска и выпуска.

В момент начала впуска (фиг. 262) длина перетекания равна

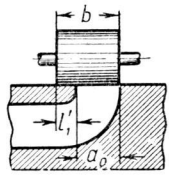
$$l_1' = b - a_0 = (e + a_0 + i) - a_0 = e + i.$$

При крайнем левом положении золотника, когда окно открыто на некоторую величину, $a = 6{,}5$ мм, длина перетекания достигает наибольшей величины

$$l'' = l_1'' + a = e + i + a.$$



Фиг. 261.



Фиг. 262.

Далее, при обратном ходе золотника длина перетекания l уменьшается и в момент закрытия окна будет снова равна $e + i$; таким образом, средняя за весь период впуска длина перетекания будет

$$l_{4-1} = \frac{(e + i) + (e + i + a)}{2} = e + i + \frac{a}{2}.$$

Согласно уравнению (527) имеем

$$(u_y)_{4-1}^{лев} = \frac{1}{2}\frac{10}{60}\tau_{4-1}\sqrt{\frac{p' - p_e}{13 - 1}}\,\frac{e}{e + i + \frac{a}{2}}. \qquad (529)$$

Переходя к рассмотрению утечки пара через правый диск, имеем: в момент начала впуска в левую полость цилиндра золотник оказывается сдвинутым влево из среднего своего положения на величину e, а раз это так, значит, в начальный момент рассматриваемой нами фазы правый золотниковый диск перекрывает с внутренней стороны окно на величину $2e$, которая является для него длиной перетекания; затем, когда золотник передвинется влево на величину a, длина перетекания возрастет до

$$2e + a,$$

к концу рассматриваемой фазы, т. е. к моменту отсечки, вновь уменьшится до размера $2e$. Таким образом, средняя величина перетекания для правого диска

$$l_{4-1} = \frac{2e + (2e + a)}{2} = 2e + \frac{a}{2},$$

а соответствующая утечка

$$(u_y)_{4-1}^{прав} = \frac{1}{2}\frac{10}{60}\tau_{4-1}\sqrt{\frac{p' - p_e}{13 - 1}}\,\frac{e}{2e + \frac{a}{2}}. \qquad (530)$$

Суммируя выражения (529) и (530), находим полную величину утечки в период впуска

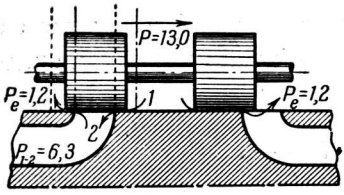
$$(u_y)_{4-1} = \frac{1}{2}\frac{10}{60}\tau_{4-1}\sqrt{\frac{p' - p_e}{12}}\left(\frac{e}{e + i + \frac{a}{2}} + \frac{e}{2e + \frac{a}{2}}\right). \qquad (531)$$

Подставляя $\tau_{4-1} = 0{,}154$ сек.; $p' = 13{,}0$; $p_e = 1{,}2$; $e = 34$ мм; $i = -2$ мм и $a = 6{,}5$ мм, имеем

$$(u_y)_{4-1} = \frac{1}{2}\frac{10}{60}0{,}154\sqrt{\frac{11{,}8}{12}}\left(\frac{34}{33{,}25} + \frac{34}{71{,}25}\right) = 0{,}0185 \text{ кг}.$$

II. Период расширения (*1—2*)

Через внутреннюю кромку левого диска пар перетекает по стрелке (фиг. 263) из золотниковой коробки в левую рабочую полость цилиндра, где происходит расширение; через наружную же кромку пар из цилиндра утекает по стрелке *2* в конус. Положения золотниковых дисков в начальный и конечный моменты рассматриваемой фазы показаны на фиг. 263 пунктиром из одних точек и из чередующихся тире и точек. Для перетекания из золотниковой коробки в цилиндр длина перетекания, равная вначале нулю, достигает к концу периода величины $e + i$, будучи в среднем равна $\frac{e+i}{2}$; при утечке же из цилиндра l меняется от $e + i$ до 0, т. е. средняя ее величина также равна $\frac{e+i}{2}$.



Фиг. 263.

Количество пара, притекающего в цилиндр

$$(u_y)_{1-2}^{\text{лев}} = \frac{1}{2}\frac{10}{60}\tau_{1-2}\sqrt{\frac{p' - p_{1-2}}{12}}\frac{2e}{e+i},$$

а утечка в трубу составляет

$$(u_y)_{1-2}^{\text{лев}''} = \frac{1}{2}\frac{10}{60}\tau_{1-2}\sqrt{\frac{p_{1-2} - pe}{12}}\frac{2e}{e+i}.$$

Подставляя $\tau_{1-2} = 0{,}157$ сек., $p_{1-2} = 6{,}3$ кг/см²[1], $p_e = 1{,}2$ кг/см², $e = 34$ мм, $i = -2$ мм, находим:

$$(u_y)_{1-2}^{\text{лев}'} = 0{,}0210 \text{ кг}; \qquad (532)$$

$$(u_y)_{1-2}^{\text{лев}''} = 0{,}0182 \text{ кг}. \qquad (533)$$

[1] Найдено планиметрированием индикаторной диаграммы, соответствующей периоду расширения.

Через правый диск пар все время утекает непосредственно в конус, так как в течение всего рассматриваемого периода левое окно остается сообщенным с паровыходящей трубой. В начальный момент (момент отсечки) $l = 2e$; к концу же периода уменьшается до $2e - (e + i) = e - i$, будучи в среднем равно

$$\frac{2e + (e - i)}{2} = \frac{3e - i}{2} = \frac{3 \cdot 34 + 2}{2} = 52 \text{ мм};$$

величина утечки

$$(u_y)_{1-2}^{\text{прав}} = \frac{1}{2}\frac{10}{60} 0{,}157 \sqrt{\frac{13{,}0 - 1{,}2}{12}} \frac{34}{52} = 0{,}0086 \text{ кг}. \qquad (534)$$

III. Предварение выпуска (*2—6*)

Ввиду того что определение утечек пара мы начали не с момента нахождения поршня в левом мертвом положении, а несколько ранее — с момента начала впуска, — закончить наши подсчеты мы должны в симметричный момент начала впуска в правую полость, когда поршнем будет пройден путь h, равный 0,65 м. Иными словами, нам остается подсчитать утечки на участке $2—4''$ индикаторной диаграммы (фиг. 260).

В течение всего рассматриваемого периода левое окно остается сообщенным с атмосферой, и через левый диск золотника утечка пара будет происходить прямо в конус.

В начальный момент $l = e + i$; в конечный момент, соответствующий началу впуска пара в правую полость цилиндра, золотник должен быть сдвинутым из среднего своего положения влево на величину перекрыши впуска e; при этом длина перетекания для внутренней кромки левого диска будет, очевидно, равна $2e$. Среднее же за весь период значение l равно

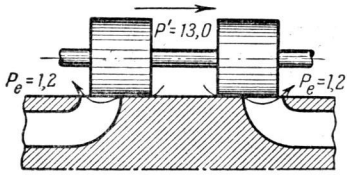
$$\frac{(e + i) + 2e}{2} = \frac{3e + i}{2} = \frac{3 \cdot 34 - 2}{2} = 50 \text{ мм};$$

утечка

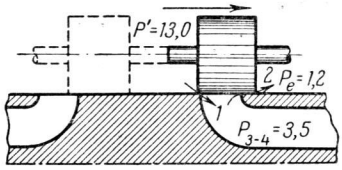
$$(u_y)_{2-4''}^{\text{лев}} = \frac{1}{2}\frac{10}{60} 0{,}162 \sqrt{\frac{13{,}0 - 1{,}2}{12}} \frac{34}{50} = 0{,}0092 \text{ кг}. \qquad (535)$$

Что касается утечек пара через правый диск, то в начале рассматриваемой фазы правое выпускное окно остается еще открытым вследствие отрицательной перекрыши выпуска. Действительно, в момент начала выпуска из левой полости цилиндра золотник должен быть сдвинут вправо из среднего своего положения на величину $i = -2$ мм, что соответствует действительному сдвигу влево на 2 мм; при этом правое выпускное окно, которое при среднем положении золотника уже было открыто на величину $i = 2$ мм, теперь окажется открытым на $2i = 4$ мм. При последующем движении золотника вправо окно перекроется, и в дальнейшем перетекание пара будет происходить через внутреннюю полу золотникового диска в цилиндре, где в этот момент происходят сжатие

пара и одновременная утечка из цилиндра в конус через внешнюю кромку диска. Таким образом, с точки зрения явления утечки рассматриваемый период резко распадается на две фазы: *2—3″* (фиг. 260) и *3″— 4″*. Схемы утечки в течение этих фаз представлены на правых половинах фиг. 264 и 265. Продолжительность первой части периода равна 0,019 сек., а длина перетекания меняется в пределах от $e+i$ до $e-i$, оставаясь равной в среднем e мм.



Фиг. 264.



Фиг. 265.

Утечка в трубу составляет

$$(u_{\text{у}})^{\text{прав}}_{2-3''} = \frac{1}{2}\frac{10}{60}0{,}019\sqrt{\frac{13{,}0-1{,}2}{12}\frac{34}{34}} = 0{,}0016 \text{ кг}. \qquad (536)$$

Во вторую часть периода продолжительностью

$$\tau_{3''-4''} = 0{,}162 - 0{,}019 = 0{,}143 \text{ сек.}$$

длина перетекания меняется для внутренней кромки диска, через которую происходит перетекание в цилиндр, от $e+i$ до 0, т. е. в среднем $\frac{e+i}{2} = 16$ мм, для внешней же кромки — 0 до $e+i$, или в среднем $\frac{e+i}{2} = 16$ мм.

Среднее давление в правой полости цилиндра в период *3′— 4′* (фиг. 260) оказывается равным 3,5 кг / см².

$$(u_{\text{у}})^{\text{прав}'}_{3''-4''} = \frac{1}{2}\frac{10}{60}0{,}143\sqrt{\frac{13{,}0-3{,}5}{12}\frac{34}{16}} = 0{,}0226 \text{ кг}. \qquad (537)$$

$$(u_{\text{у}})^{\text{прав}''}_{3''-4''} = \frac{1}{2}\frac{10}{60}0{,}143\sqrt{\frac{3{,}5-1{,}2}{12}\frac{34}{16}} = 0{,}0111 \text{ кг}. \qquad (538)$$

Составляем сводную таблицу утечек пара (табл. 74).

Таблица 74

Период действия пара	Утечка в трубу из золотниковой коробки	Перетекание в цилиндр из золотниковой коробки	Утечка из цилиндра в трубу
Впуск (*4—1*)	0,0185	—	—
Расширение (*1—2*)	0,0086	0,0210	0,0182
Выпуск (*2—4″*)	0,0108	0,0226	0,0111
Итого	0,0379	—	0,0293

Полная утечка в трубу 0,0672 кг.

Утечка же за один полный оборот, включающий четыре рабочих хода поршня (при двухцилиндровой машине простого действия), составит

$$4 \cdot 0{,}0672 = 0{,}2688 \text{ кг}.$$

Интересно сопоставить эту цифру с величиной утечки на стоянке.

Путь, проходимый паровозом в 1 мин. при $V = 20$ км / час:

$$S = \frac{V\,1000}{60} \text{ м},$$

откуда продолжительность одного полного оборота колес:

$$\tau = \frac{\pi D}{\frac{V\,1000}{60}} = \frac{\pi 1{,}675 \cdot 60}{20 \cdot 1000} = 0{,}0158;$$

утечка пара через золотники на стоянке составила бы за это время

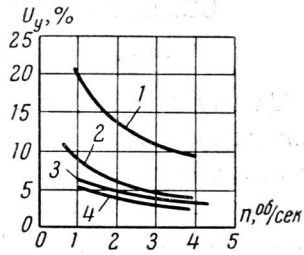
$$20 \cdot 0{,}0158 = 0{,}316 \text{ кг},$$

т. е. на 17% больше, чем в ходу.

Подсчеты, подобные предыдущему и произведенные для разных скоростей хода и степеней наполнения, показывают, что потеря вследствие утечки пара резко возрастает с уменьшением скорости хода, т. е. числа оборотов машины.

Изменение величины u_y (выраженной в процентах от полного расхода пара) происходит для всех паровозов приблизительно обратно пропорционально корню квадратному из числа оборотов машины.

По абсолютной своей величине утечка в данной машине не зависит от степени наполнения, в процентном же отношении к полному расходу пара она убывает с увеличением отсечки.



Фиг. 266. Зависимость величины утечки пара от числа оборотов движущих колес паровоза ($\varepsilon = 0{,}4$):

1 — серия $Н^{П}$; *2* — серии $Ы^{Ч}$, $О^{П}$; *3* — серия С; *4* — серия $О^{О}$.

На фиг. 266 приведены для разных паровозов величины утечки в процентах в функции от числа оборотов движущих колес в секунду для степени наполнения в 40%.

Диаграмма показывает, что при достаточно внимательном уходе за машиной потери этого рода могут быть доведены до 4—8%.

В машинах компаунд утечки, вообще говоря, приносят значительно меньший вред, что объясняется следующими соображениями. В цилиндре высокого давления утекающий пар попадает не в конус, а в ресиверную трубу и оттуда в цилиндр низкого давления, где совершает еще некоторую работу.

Таким образом, утечка пара из цилиндра высокого давления является лишь частичной потерей.

Утечка же через золотник цилиндра низкого давления хотя и является полной потерей, но здесь она проявляется обычно в более слабой степени благодаря меньшей разности давлений пара в золотниковой коробке и выпускной трубе, чем в машинах простого действия.

Повседневные наблюдения показывают, что в перегревных машинах утечки достигают обычно больших размеров и с ними труднее бороться вследствие большой текучести перегретого пара.

Закон изменения потерь вследствие утечек пара может быть в общем виде выражен формулой

$$u_{\text{у}}\% = \frac{A}{(a + b\,\varepsilon)\sqrt{n}}, \qquad (539)$$

где ε — степень наполнения (по ренкинизированной диаграмме);

n — число оборотов;

a и b — постоянные коэффициенты;

A — коэффициент, зависящий от типа и конструкции машины, свойств пара, степени исправности машины и ухода за ней.

Глава IV

ОБЩИЕ СООБРАЖЕНИЯ О ТЕПЛОВЫХ ЯВЛЕНИЯХ В ЦИЛИНДРЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

Та группа тепловых потерь, которая обусловливается теплообменом между паром и металлическими поверхностями цилиндра и поршня и которую мы обозначали выше символом Q_2, не так давно (60 лет назад) совершенно игнорировалась, и весь так называемый добавочный расход пара относился за счет утечек через золотники, поршни и сальники.

В дальнейшем многочисленные опыты с очевидностью доказали наличие весьма значительных тепловых потерь при работе пара в цилиндрах паровой машины, достигающих весьма значительной цифры в 30—50% располагаемого тепла.

Схема чрезвычайно сложных и многообразных тепловых процессов, сопутствующих работе пара в цилиндрах паровой машины, в самом общем ее виде заключается в следующем.

Впуск и выпуск пара в паровой машине обыкновенной конструкции происходят попеременно через одни и те же каналы. Поступающий из котла свежий пар встречает благодаря этому металлические стенки цилиндра и поршня, только что перед этим омывавшиеся уходящим паром низкого давления и сильно им охлажденные.

Вследствие этого сразу происходит интенсивное отнятие тепла от свежего пара, сопровождаемое при работе насыщенным паром частичной его конденсацией (причем стенки цилиндра и поршня покрываются мель-

чайшими каплями росы), в случае же перегретого пара — быстрым падением его температуры, которое при недостаточно высоком начальном перегреве может его целиком уничтожить и вызвать даже конденсацию.

Указанная отдача тепла стенкам продолжается в течение всего периода впуска, так как поршень при своем движении открывает все новые поверхности холодных стенок.

Как при насыщенном, так и при перегретом паре отдача тепла сопровождается уменьшением удельного объема пара; поэтому главным и непосредственным следствием указанного теплообмена является необходимость впускать в цилиндр значительно большее весовое количество пара, чем его потребовалось бы для заполнения данного объема при абсолютно теплонепроницаемых стенках. Чтобы работать с заданной степенью наполнения при насыщенном паре, котел должен доставлять добавочное количество пара, равное весу конденсата, образовавшегося в период впуска, которое сплошь и рядом доходит до 50% полного расхода. При работе с перегревом величина этого добавочного расхода бывает обыкновенно значительно меньше вследствие отсутствия в цилиндре воды, являющейся, как увидим ниже, крайне вредным катализатором в процессе теплового взаимодействия между паром и металлом стенок.

После отсечки расширяющийся в цилиндре пар все еще продолжает отдавать тепло более холодным стенкам, хотя и в значительно более слабой степени, чем при впуске. Продолжается это до тех пор, пока температура пара, понижающаяся вследствие его расширения, не сделается, наконец, ниже температуры окружающих стенок. Этому кульминационному моменту соответствует наибольшее процентное содержание воды при насыщенном паре и наименьшая степень перегрева при перегретом. Далее начинается уже обратный переход тепла от стенок к пару, продолжающийся до конца расширения.

Особенно же интенсивная обратная отдача тепла пару начинается в период предварения выпуска вследствие особенно резкого падения температуры пара. При этом сконденсировавшаяся ранее (в период впуска и первой части расширения) вода, покрывающая мельчайшими каплями росы стенки цилиндра и поршня, начинает испаряться за счет получаемого от стенок тепла, так как температура ее становится выше температуры насыщения, соответствующей неуклонно падающему давлению в цилиндре.

Если начальная конденсация в период впуска по тем или иным причинам не отличалась большой интенсивностью и количество выделенной из пара воды было невелико, то вся она может вновь испариться еще до окончания расширения; большей частью, однако, этого не бывает, и процесс испарения продолжается во время обратного хода поршня, соответствующего выталкиванию пара из цилиндра, причем при исключительно неблагоприятных условиях часть воды может остаться неиспаренной даже к моменту начала сжатия. Но в подавляющем большинстве слу-

чаев испарение к этому моменту все же заканчивается, так что с большой степенью вероятности можно считать пар в начале сжатия сухим насыщенным, как это и делается по предложению Гирна при подсчетах теплового процесса машин, работающих насыщенным паром.

Что касается периода сжатия, то, как известно, при начальном паросодержании смеси, большем 0,5, сжатие сопровождается осушкой пара. Но, с другой стороны, благодаря быстрому повышению температуры сжимаемого пара она быстро становится выше температуры стенок, и влияние этих последних может вызвать частичную конденсацию.

Из рассмотренной схемы явления ясно, что теплообмен между паром и стенками всегда является источником потерь части располагаемого тепла, так как конденсация имеет место при высоком давлении пара (в период впуска), а обратное испарение — лишь в конце расширения, когда давление пара, а следовательно, и его потенциальная энергия гораздо ниже. Что же касается того, наиболее часто наблюдаемого случая, когда испарение (или в более общем случае отдача тепла пару) происходит в период выпуска, то нетрудно видеть, что эта запоздалая компенсация не приносит здесь никакой пользы, так как все возвращенное пару тепло уносится в конус, не производя никакой полезной работы.

Многочисленные наблюдения над явлением теплового взаимодействия между паром и стенками показывают, что особенно интенсивная отдача тепла стенкам в период впуска наблюдается при работе насыщенным паром. Дело в том, что соприкосновение более холодного пара с сухими металлическими стенками в периоды расширения и выпуска вызывает сравнительно ничтожное охлаждение стенок, а следовательно, и незначительную конденсацию (или понижение температуры пара) при последующем впуске, тогда как в присутствии воды, покрывающей металлические поверхности равномерным слоем мельчайших капель росы, процесс теплообмена протекает несравненно быстрее (вероятно, вследствие более высокой теплоемкости воды), а следовательно, и отрицательное влияние стенок при впуске свежего пара больше.

По этим же соображениям крайне вредной оказывается и механически примешанная к пару вода, вносимая при впуске из котла в паровые цилиндры.

Глава V

АНАЛИЗ ГИРНА

Планомерный термодинамический анализ явлений, происходящих в цилиндрах действительной машины на почве теплового взаимодействия между паром и стенками, был предложен Гирном и разработан его учениками.

Аналитическим методом Гирна, вполне научным и дающим результаты в общем, повидимому, вполне удовлетворительно совпадающие с

эмпирическими данными, мы и воспользуемся в дальнейшем исследовании. Если пренебречь влиянием живой силы работающего в цилиндре пара, то первый закон термодинамики может быть формулирован применительно к данному случаю следующим образом: при изменении состояния рабочего тела затрачиваемое тепло расходуется на приращение внутренней энергии посредствующей жидкости и на производство внешней работы, т. е.

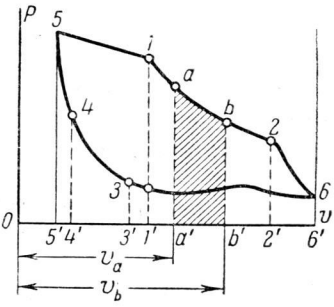
$$\Delta Q = \Delta I + A\Delta L_i, \tag{540}$$

где ΔI — приращение энергии, зафиксированное между двумя состояниями рабочего тела;

ΔL_i — произведенная этим телом внешняя работа;

A — термический эквивалент работы.

Применяя уравнение (540) к исследованию изменения состояния пара в период его расширения в цилиндре паровой машины, возьмем два последовательных момента этой фазы, изображенные на индикаторной диаграмме фиг. 267 точками a и b. Предположим, что никаких утечек пара ни через поршень, ни через парораспределительный орган не существует. Тогда количество пара g, кг, участвующее в процессе расширения, есть величина постоянная. Если известно состояние пара в точках a и b (в случае насыщенного пара — давление и паросодержание, в случае перегретого — давление и температура), то величина внутренней энергии в этих точках может быть подсчитана по термодинамическим формулам.



Фиг. 267.

Что касается величины внешней работы, произведенной паром на участке $a - b$, то она вполне определяется площадью $abb'a'$ и равна

$$(L_i)_{a-b} = \int_{v_a}^{v_b} pdv.$$

После этих замечаний уравнение (540) перепишется так:

$$Q_{a-b} = A\int_{v_a}^{v_b} pdv + I_b - I_a, \tag{541}$$

где Q_{a-b} выражает эффект теплового взаимодействия между паром и стенками за рассматриваемый промежуток времени.

Если оказывается, что

$$A\int_{v_a}^{v_b} pdv > I_a - I_b,$$

то Q_{a-b} получается положительным, что указывает на переход тепла к пару; если

$$A\int_{v_a}^{v_b} pdv < I_a - I_b,$$

то Q_{a-b} — отрицательно, т. е. тепло отдается стенкам, что вызывает значительное уменьшение внутренней энергии пара. Наконец, когда

$$A\int_{v_a}^{v_b} pdv = I_a - I_b,$$

получаем $Q_{a-b} = 0$, тепло не отдается и не получается, и процесс будет строго адиабатическим.

При неплотности парораспределительного органа некоторое количество u'_y пара перетечет за период $a-b$ из золотниковой коробки в цилиндр, а количество u''_y утечет из цилиндра в конус.

Количество перетекшего пара u'_y внесет с собой тепло $u'_y\lambda'$, если λ' — теплосодержание весовой единицы пара в золотниковой коробке; утекающий же из цилиндра пар унесет с собой тепло $u''_v\lambda_{a-b}$ [1], где λ_{a-b} — среднее за рассматриваемый период теплосодержание пара в цилиндре.

После этого имеем

$$Q_{a-b} + u'_y\lambda' - u''_y\lambda_{a-b} = A\int_{v_a}^{v_b} pdv + I_b - I_a,$$

причем полная энергия пара в конце процесса будет в этом случае иная, чем при отсутствии пропусков пара, так как вес пара в точке b будет отличаться от веса в точке a. Из предыдущего уравнения имеем

$$Q_{a-b} = A\int_{v_a}^{v_b} pdv - (I_a - I_b) - (u'_y\lambda' - (u''_y\lambda_{a-b}); \qquad (542)$$

относя предыдущее уравнение к интервалу *1—2*, имеем для всего периода

$$Q_{1-2} = A\int_{v_1}^{v_2} pdv - (I_1 - I_2) - [(u_y)_{1-2}\lambda' - (u_y)_{1-2}\lambda_{1-2}]. \qquad (543)$$

Точно так же для периода сжатия

$$Q_{3-4} = A\int_{v_4}^{v_3} pdv - (I_3 - I_4) - [(u_y)_{3-4}\lambda' - (u_y)_{3-4}\lambda_{3-4}], \qquad (544)$$

---

[1] Точное выражение имело бы вид:

$$\sum_a^b \Delta u''_y\lambda;$$

на практике же вполне допустимо определять λ_{a-b} как среднее арифметическое теплосодержание первоначальной и конечной точек рассматриваемого участка.

причем, конечно, весовое количество пара, входящее в выражения I_3 и I_4, будет здесь другое, чем в период расширения.

Момент начала сжатия (точка *3*, фиг. 267) служит обычно отправным пунктом теплового исследования машины. При работе насыщенным паром согласно высказанным в предыдущей главе соображениям можно считать

$$x_3 = 1{,}00;$$

при перегретом паре температура в начале сжатия принимается равной температуре в период выпуска, обязательно измеряемой термометром.

Для периода впуска (фиг. 256) свежего пара

$$Q_0 + Q_{4-1} = A \int_{v_4}^{v_1} p dv - (I_4 - I_1); \tag{545}$$

здесь Q_0 — тепло, вносимое в цилиндр свежим паром; называя через g вес пара, вносимого при каждом ходе поршня, а через λ' — теплосодержание весовой единицы этого пара, отнесенное к золотниковой коробке, будем иметь

$$Q_0 = g\lambda'.$$

Интеграл внешней работы, входящий в уравнение теплового баланса периода впуска, определяется разностью площадей (фиг. 267):

$$\text{пл. } 511'5' - \text{пл. } 455'4',$$

из которых первая пропорциональна положительной работе впуска при прямом ходе, а вторая — отрицательной работе предварения впуска.

Что касается внутренней энергии пара в начале и конце впуска, то не надо забывать, что весовые количества пара в оба эти момента будут весьма различны: в точке *4* в цилиндре находится только вес пара g_4, возвращаемого вредным пространством, в точке же *1*, кроме того, и вес g поступившего из котла пара

$$g_1 = g + g_4.$$

После этого из уравнения (545) имеем

$$Q_{4-1} = A \int_{v_4}^{v_1} p dv - (I_4 - I_1) - Q_0. \tag{546}$$

Переходя, наконец, к периоду выпуска и называя через Q_e тепло, уносимое паром из цилиндра в конус, по аналогии с предыдущим имели бы

$$Q_{2-3} - Q_e = A \int_{v_2}^{v_3} p dv - (I_2 - I_3).$$

Это уравнение, имеющее для машин с охлаждением вполне реальное практическое значение, в паровозных машинах не может быть использовано в целях определения из него интересующего нас фактора Q_{2-3}, так

как найти опытным путем величину уносимого тепла Q_e или, вернее, среднюю величину теплосодержания выходящего из цилиндра пара невозможно.

Ввиду этого для определения количества тепла, возвращаемого стенками в период выпуска, воспользуемся следующими очевидными соображениями. При установившейся длительной работе машины материал стенок цилиндра приобретает некоторую вполне определенную температуру, свидетельствующую о том, что в данном случае не происходит ни накопления, ни рассеяния тепла в материале стенок; иными словами, теплополучение стенок в течение каждого хода поршня равно теплоотдаче. Выражение этого условия в математической форме для паровозных машин, работающих без конденсации и без паровых рубашек, имеет следующий вид:

$$Q_{3-4} + Q_{4-1} + Q_{1-2} + Q_{2-3} + Q_r = 0, \tag{547}$$

или

$$\sum Q + Q_r = 0,$$

где Q_r — количество килокалорий, отдаваемое стенками наружу за один ход поршня.

Определив из уравнений (543), (544) и (546) первые три слагаемые левой части формулы (547) и из специального опыта — величину Q_r, находим единственное неизвестное Q_{2-3}.

Проф. Гирн и последователи его школы считали величину Q_{2-3} обмена тепла за период выпуска мерилом вредного влияния стенок, что не совсем правильно.

В этом предположении получается, что в случае, когда все отнятое у пара в предшествующие периоды работы тепло возвращается ему стенками к моменту конца расширения, никакой потери тепла, а следовательно, и работы не происходит. На самом деле это, конечно, не так.

Каждая калория тепла, отнимаемая у пара в период впуска при высокой температуре, вызывает весьма значительное уменьшение потенциальной энергии пара; будучи же возвращена пару в конце расширения, т. е. при низкой температуре, та же калория внесет весьма незначительное приращение работоспособности пара. Докажем это.

Пусть средняя абсолютная температура, при которой происходит отдача тепла стенкам, будет T_0, а температура пара, при которой тепло возвращается стенками,— T_m; температуру холодного источника (т. е. среднюю температуру выхлопа) назовем через T_e.

Если в период впуска отдается стенкам $Q_{\text{ккал}}$, то наибольшая механическая работа, которая могла бы быть получена (при строго обратимом процессе) за счет этого тепла:

$$L_0 = \frac{Q}{A}\frac{T_0 - T_m}{T_0}. \tag{548}$$

Когда же $Q_{\text{ккал}}$ возвращаются стенками при температуре T_m, причем

$$T_m < T_0, \tag{549}$$

то наибольшая работа, которая будет получена за счет этого теплополучения:

$$L_m = \frac{Q}{A}\frac{T_m - T_e}{T_m}. \tag{550}$$

В случае необратимого процесса оба выражения для L_0 и L_m будут иметь меньшую величину, но соотношение между ними останется приблизительно тем же, что для наших целей и важно.

Сравнивая выражения (548) и (549), нетрудно доказать, что при наличии условия (549) всегда будем иметь

$$L_m < L_0.$$

Действительно, из условия

$$T_m < T_0$$

следует

$$\frac{T_e}{T_m} > \frac{T_e}{T_0}$$

и далее

$$1 - \frac{T_e}{T_m} < 1 - \frac{T_e}{T_0},$$

а отсюда непосредственно следует:

$$\frac{T_m - T_e}{T_m} < \frac{T_0 - T_e}{T_0},$$

что и доказывает высказанное выше положение.

Исходя из того соображения, что получение тепла от стенок в период расширения приносит сравнительно ничтожную пользу, многие позднейшие авторитеты в противовес школе Гирна рекомендуют считать мерилом интенсивности конденсационных явлений в цилиндре величину конденсации при впуске и сжатии.

Глава VI

ПРИМЕР ПРИМЕНЕНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА РАБОТЫ ПАРОВОЗНОЙ МАШИНЫ

Применим изложенный в предыдущей главе метод термодинамического исследования к конкретным условиям опыта с пассажирским паровозом серии $Н^{П}$, для которого выше мы произвели подсчет утечек пара.

Объем цилиндра этого паровоза $V_{ц} = 0{,}147$ м³.

Объем вредного пространства, определявшийся перед опытом заполнением его водой, составляет 11,1% объема цилиндра, т. е. $V_0 = 0{,}0163$ м³.

Из индикаторной диаграммы (средней из десяти, снятых при опыте) имеем (фиг. 260):

степень наполнения $\varepsilon = 0{,}22$;

степень сжатия $\sigma = 0{,}27$;

предварение выпуска начинается на 0,68 хода поршня, а предварение впуска — 0,01.

Температура пара в золотниковой коробке (средняя за опыт) $t' = 325°$.

Температура выхлопа $t_e = 138°$.

При рабочем давлении пара в 13 кг / см² (абсолютных) и, следовательно, температуре насыщения, равной 191°, степень перегрева в золотниковой коробке составляет

$$\Delta t = 352 - 191 = 161°,$$

что характеризует рассматриваемый паровоз, как паровоз с высоким перегревом пара.

1. Исследование теплового процесса периода сжатия

Температуру пара в конце выпуска, т. е. в точке *3* индикаторной диаграммы (фиг. 260), принимаем равной

$$t_3 = t_e = 138°.$$

Зная объем, занимаемый в этот момент паром

$$V_3 = \sigma V_ц + V_0 = 0{,}27 \cdot 0{,}147 + 0{,}0163 = 0{,}056 \text{ м}^3$$

и давление пара, измеренное для обеих полостей цилиндра по индикаторной диаграмме:

$$p_3 = \frac{1{,}66 + 1{,}75}{2} = 1{,}70 \text{ кг / см}^2,$$

подсчитываем удельный объем его

$$v_3 = \frac{47\,(138 + 273)}{1{,}7 \cdot 10\,000} + 0{,}001 - 0{,}0192 = 1{,}1181 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Вес пара, остающегося в цилиндре в момент начала сжатия, определится, как

$$G_3 = \frac{V_3}{v_3} = \frac{0{,}056}{1{,}1181} = 0{,}0497 \text{ кг}.$$

В период последующего сжатия просачивание пара в цилиндр из золотниковой коробки через неплотности золотниковых колец составляет, как было подсчитано в главе III, 0,0226 кг, из полости сжатия утекает за это же время через наружную кромку золотникового диска в паровыходящие трубы 0,0111 кг. Таким образом, к концу сжатия вес находящегося в цилиндре пара будет:

$$G_4 = 0{,}0497 + 0{,}0226 - 0{,}0111 = 0{,}0612 \text{ кг}.$$

Зная объем, занимаемый в этот момент паром и равный

$$V_4 = 0{,}01 \cdot 0{,}147 + 0{,}0163 = 0{,}0178 \text{ м}^3,$$

находим удельный объем его

$$v_4 = \frac{V_4}{G_4} = \frac{0{,}0178}{0{,}0612} = 0{,}2904 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Давление пара в конце сжатия:

$$p_4 = \frac{7{,}25 + 8{,}80}{2} = 8{,}03 \text{ кг} / \text{см}^2.$$

Соответствующая температура пара при известных v и p найдется путем пробных подстановок по уравнению Молье.

Для нашего случая находим

$$t_4 = 237^\circ.$$

Теперь, пользуясь общими формулами предыдущей главы, составим уравнение теплового баланса для периода сжатия пара:

$$(Q_2)_{3-4} = \frac{1}{427}(L)_{3-4} - (I_3 - I_4) - [(u_y)'_{3-4}\lambda' - (u_y)''_{3-4}\ \lambda''_{3-4}]. \qquad (551)$$

Внешняя работа определится как произведение объема, описанного поршнем, на среднее давление:

$$(L)_{3-4} = (p_i)_{3-4} 10\,000\,(V_4 - V_3) = -3{,}5 \cdot 10\,000\,(0{,}056 - 0{,}0178) =$$

$$= -1323 \text{ кгм},$$

или в тепловых единицах:

$$AL_{3-4} = -\frac{1323}{427} = -3{,}10 \text{ ккал}.$$

Внутреннюю энергию 1 кг пара в моменты начала и конца сжатия подсчитываем по формулам Молье:

$$i_3 = 612{,}8;\ i_4 = 645{,}8,$$

после чего

$$I_3 = g_3 i_3 = 30{,}46;\ I_4 = g_4 i_4 = 39{,}52;$$

теплосодержание 1 кг пара в золотниковой коробке в начале и конце сжатия:

$$\lambda' = 594{,}7 + 0{,}477 \cdot 352 - 0{,}46 \cdot 13 = 756{,}6;$$
$$\lambda_3 = 594{,}7 + 0{,}477 \cdot 138 - 1{,}92 \cdot 1{,}7 = 657{,}3;$$
$$\lambda_4 = 594{,}7 + 0{,}477 \cdot 237 - 0{,}93 \cdot 8{,}03 = 700{,}3;$$

теплополучение от притекающего через золотник пара:

$$(u_y)'_{3-4} \cdot \lambda' = 0{,}0226 \cdot 756{,}6 = 17{,}10 \text{ ккал};$$

утечка тепла в трубу

$$(u_{\text{у}})''_{3-4}\lambda_{3-4} = 0{,}0111\ \frac{657+700}{2} = 7{,}53\ \text{ккал}.$$

Подставляя полученные величины в уравнение теплового баланса (551), определяем из него:

$$(Q_2)_{3-4} = -3{,}10 - (30{,}46 - 39{,}52) - (17{,}10 - 7{,}53) = -3{,}61\ \text{ккал}. \quad (552)$$

Отрицательная величина указывает на отдачу тепла стенкам в период сжатия.

II. Период впуска пара

По замерам, производившимся во время опыта, количество приготовленного котлом пара оказалось равным

$$B_{\text{к}} = 4{,}170\ \text{кг}.$$

Из этого количества затрачено на служебные потребности (на обслуживание форсунки, подогревателя нефти, тормозного насоса и сифона)

$$\Sigma b = 373\ \text{кг};$$

поступило в паровые цилиндры:

$$B_m = B_{\text{к}} - \Sigma b = 3797\ \text{кг}.$$

Число оборотов движущих колес, измеренное счетчиком и проверенное по профилю, оказалось равным 4043; следовательно, число рабочих ходов поршней в обоих цилиндрах

$$n = 4 \cdot 4043 = 16\,172.$$

Отсюда действительный расход пара на один ход поршня

$$u = \frac{B_m}{n} = \frac{3797}{16\,172} = 0{,}2348\ \text{кг}.$$

Из этого количества согласно данным, полученным в главе III, утекает через золотник в паровыходящую трубу

$$0{,}0185 + 0{,}0086 + 0{,}0108 = 0{,}0379\ \text{кг};$$

в рабочие полости цилиндров за периоды расширения и сжатия —

$$0{,}0210 + 0{,}0226 = 0{,}0436\ \text{кг}.$$

Следовательно, количество пара, поступающего в цилиндр единовременно в период впуска, составляет

$$g = 0{,}2348 - 0{,}0379 - 0{,}0436 = 0{,}1533\ \text{кг}.$$

Полное же количество пара в момент отсечки (в точке *1*) слагается из этого веса g и веса мятого пара g_4, возвращенного вредным пространством:

$$g_1 = g + g_4 = 0{,}1533 + 0{,}0612 = 0{,}2145 \text{ кг}.$$

Объем, занимаемый паром в конце впуска:

$$V_1 = \varepsilon V_ц + V_0 = 0{,}22 \cdot 0{,}147 + 0{,}0163 = 0{,}0483 \text{ м}^3;$$

удельный объем:

$$v_1 = \frac{V_1}{g_1} = \frac{0{,}0483}{0{,}2145} = 0{,}2252 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Давление пара в рассматриваемый момент (среднее для обеих полостей):

$$p_1 = \frac{10{,}25 + 10{,}35}{2} = 10{,}3 \text{ кг}/\text{см}^2;$$

наконец, температура, найденная по уравнению Молье:

$$t_1 = 239°.$$

Замечая, что температура насыщенного пара при $p_1 = 10{,}3$ кг/см² равна 180°, получаем перегрев в момент отсечки:

$$\Delta t = 239 - 180 = 59°;$$

таким образом, $^3/_4$ первоначального перегрева пара теряется в период впуска, причем температура пара падает за это время на 113°.

Уравнение баланса тепла в период впуска:

$$(Q_2)_{4-1} = \frac{1}{427} L_{4-1} - (I_4 - I_1) - g\lambda'; \qquad (553)$$

подсчитываем:

$$L_{4-1} = [(p_i)_{5-1}(V_1 - V_0) + (p_i)_{4-5}(V_0 - V_4)]\,10\,000 = [12{,}35\,(0{,}0483 - -0{,}0163) + 9{,}33\,(0{,}0163 - 0{,}0178)]\,10\,000 = 3952 - 140 = 3812 \text{ кгм};$$

$$AL_{4-1} = \frac{3812}{427} = +\,8{,}92 \text{ ккал};$$

$$I_1 = g_1 i_1 = 0{,}2145\,(564{,}7 + 0{,}367 \cdot 239 - 78{,}1 \cdot 0{,}0093 \cdot 10{,}3) = 138{,}33;$$

$$g\lambda' = 0{,}1533 \cdot 756{,}6 = 115{,}99.$$

Подставляя найденные величины в уравнение (553), определяем:

$$(Q_2)_{4-1} = 8{,}92 - (39{,}52 - 138{,}33) - 115{,}99 = -\,8{,}26 \text{ ккал}. \qquad (554)$$

III. Период расширения

Переходя к исследованию периода расширения, вычислим прежде всего вес пара в точке *2* (фиг. 260), соответствующей концу расширения. В течение рассматриваемого периода в цилиндр просачивается 0,0210 кг

свежего пара из золотниковой коробки (см. главу III) и теряется из него в конус 0,0182 кг. Поэтому искомый вес будет:

$$g_2 = g_1 + (u_y)'_{1-2} - (u_y)''_{1-2} = 0{,}2145 + 0{,}0210 - 0{,}0182 = 0{,}2173 \text{ кг};$$

объем в конце расширения:

$$V_2 = 0{,}68 \cdot 0{,}147 + 0{,}0163 = 0{,}1155 \text{ м}^3;$$

удельный объем пара:

$$v_2 = \frac{0{,}1155}{0{,}2173} = 0{,}5315 \text{ м}^3/\text{кг};$$

давление:

$$p_2 = \frac{4{,}1 + 4{,}2}{2} = 4{,}15 \text{ кг}/\text{см}^2;$$

температура (по Молье):

$$t_2 = 205^\circ.$$

Уравнение теплового баланса:

$$(Q_2)_{1-2} = \frac{1}{427}(L)_{1-2} - (I_1 - I_2) - [(u_y)'_{1-2}\lambda' - (u_y)''_{1-2}\lambda_{1-2}]; \qquad (555)$$

$$L_{1-2} = (p_i)_{1-2}\, 10\,000\,(V_2 - V_1) = 6{,}3 \cdot 10\,000\,(0{,}1155 - 0{,}0483) = \\ = +4240 \text{ кгм};$$

$$AL_{1-2} = \frac{4240}{427} = +9{,}93 \text{ ккал};$$

$$I_2 = 0{,}2173\,(564{,}7 + 0{,}367 \cdot 205 - 78{,}1 \cdot 0{,}0116 \cdot 415) = 138{,}25;$$

$$\lambda_{1-2} = 594{,}7 + 0{,}477\,\frac{239 + 205}{2} - \frac{0{,}91 \cdot 10{,}3 + 1{,}15 \cdot 4{,}15}{2} = 693{,}5.$$

Из уравнения (555) находим

$$(Q_2)_{1-2} = 9{,}93 - (138{,}33 - 138{,}25) - (0{,}0210 \cdot 756{,}6 - 0{,}0182 \cdot 693{,}5) = \\ = 6{,}74 \text{ ккал}. \qquad (556$$

IV. Период выхлопа, вредное влияние стенок

Подставляя величины теплообмена в периоды впуска, расширения и сжатия в контрольное уравнение (547) и полагая в этом последнем потерю на теплоотдачу через обшивку Q_r равной нулю (обычно потеря эта не превосходит 1%), находим количество тепла, отданного стенками в период выпуска:

$$-3{,}61 - 8{,}26 + 6{,}74 + (Q_2)_{2-3} = 0;$$
$$Q_{2-3} = +5{,}13 \text{ ккал}. \qquad (557)$$

Мерилом же вредного действия стенок будем считать величину теплообмена за периоды впуска и сжатия, т. е. величину

$$Q_2 = 3{,}61 + 8{,}26 = 11{,}87 \text{ ккал}. \qquad (558)$$

V. Баланс тепла в цилиндре

Переходя к составлению полного баланса тепла в цилиндре, мы должны прежде всего точно установить величину располагаемого тепла.

Тепло, затрачиваемое в течение одного хода поршня на питание цилиндра

$$Q_0 = u\lambda' = 0{,}2348 \cdot 756{,}6 = 177{,}65 \text{ ккал}.$$

Тепло, теряемое вследствие пропуска пара через золотник, которое мы условились в главе I оценивать отдельно от числа тепловых потерь, характеризующих машину как тип, составляет в данном случае

$$Q_5 = \Sigma (u_y \lambda) = (0{,}0185 + 0{,}0086 + 0{,}0108) \cdot 756{,}6 + 0{,}0182 \cdot 693{,}5 + \\ + 0{,}0111 \cdot 678{,}8 = 48{,}83 \text{ ккал},$$

или в процентах от затраченного тепла

$$\frac{48{,}83}{177{,}65} 100 = 27{,}43\,\%.$$

Таким образом, в паровозной машине только благодаря утечкам пара теряется столько же тепла, сколько в котле приходится на все потери вместе. Действительно, в среднем можно считать

$$\eta_к = 0{,}60 \div 0{,}75;$$

здесь же мы получили

$$\eta_к = 1 - 0{,}274 = 0{,}726. \qquad (559)$$

Располагаемое тепло, действительно поступающее в паровой цилиндр, будет равно:

$$Q_0' = Q_0 - Q_5 = 177{,}65 - 48{,}83 = 128{,}82 \text{ ккал}.$$

Тепло, превращенное в полезную индикаторную работу:

$$Q_1 = \frac{[(p_i)_{5-6}(V_6 - V_0) + (p_i)_{6-5}(V_0 - V_6)]\,10\,000}{427},$$

где $(p_i)_{5-6}$ — среднее индикаторное давление прямого хода, т. е. на участке *5—1—2—6*, а $(p_i)_{6-5}$ — для обратного хода на участке *6—3—4—5*.

Первое давление, полученное путем планиметрирования, равно 6,37, второе — 1,94 кг/см². После этого

$$Q_1 = \frac{(6{,}37 \cdot 0{,}147 - 1{,}94 \cdot 0{,}147)\,10\,000}{427} = 15{,}18 \text{ ккал},$$

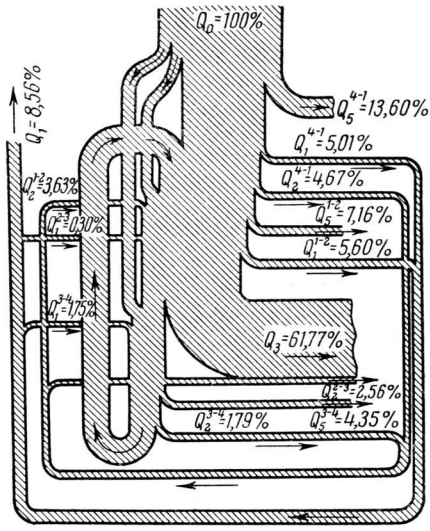
или в процентах от тепла Q_0':

$$q_1 = \frac{16{,}18}{128{,}82} 100 = 11{,}79\,\%,$$

потеря же вследствие теплообмена со стенками:

$$q_2 = \frac{11{,}87}{182{,}82} 100 = 9{,}21\,\%.$$

Схема теплового потока в цилиндре имеет вид, представленный на фиг. 268. Обозначения Q_0, Q_1, Q_2, Q_3 и Q_5 — те же, что и в главе I.



Фиг. 268.

За величину Q_0 принято все тепло, поступающее с паром в золотниковую коробку, включая и утечки.

Глава VII

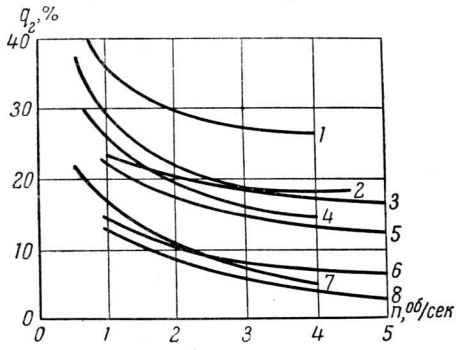
ОПЫТНЫЕ ДАННЫЕ О СРЕДНИХ ВЕЛИЧИНАХ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ, ОБУСЛОВЛИВАЕМЫХ ВЛИЯНИЕМ СТЕНОК. ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА ОБОРОТОВ МАШИНЫ И СТЕПЕНИ ВПУСКА ПАРА. МЕРЫ К УМЕНЬШЕНИЮ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ

На фиг. 269 и 270 приведены величины тепловых потерь вследствие теплообмена между паром и стенками для различных паровозных машин в функции от числа оборотов движущих колес в 1 сек. Данные эти получены путем термодинамической разработки опытов над типами паровозов наших железных дорог по методу, изложенному в предыдущих главах. Фиг. 269 относится к степени наполнения в 20%, а фиг. 270 — к степени наполнения в 40% хода поршня (а для машины компаунд — соответственно 40 и 70%).

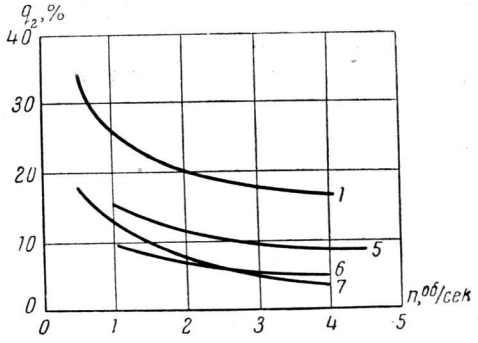
Кривая *1* относится к паровозу с машиной однократного расширения, работающей насыщенным паром. Кривые *4* и *5* — для машины однократного расширения с умеренным и средним перегревом (степень перегрева в золотниковой коробке — 70 и 108°.) Кривая *6* — для машины однократного расширения с высоким перегревом (180°). Кривая *2* — для

машины компаунд: пар насыщенный. Кривая *7* — то же, но с высоким перегревом (140°). Кривые *3* и *8* — для прямоточной машины Штумпфа без перегрева и с высоким перегревом в 170°.

Рассматривая приведенные диаграммы, прежде всего видим, что для всех типов машин вредное влияние стенок уменьшается с увеличением числа оборотов, что находится в полном согласии с результатами многочисленных исследований стационарных паровых машин.



Фиг. 269.



Фиг. 270.

Влияние числа оборотов на интенсивность теплообмена объясняется следующим образом. Тепловое взаимодействие между паром и стенками обусловливается, как мы знаем, закономерно чередующимся нагреванием и охлаждением материала цилиндра и поршня.

При большом числе оборотов, когда время соприкосновения пара со стенками становится почти мгновенным, эти температурные колебания не успевают проникать вглубь металла, и только тонкий слой его, непосредственно соприкасающийся с паром, принимает участие в теплообмене, остальная же масса приобретает некоторую неизменную установившуюся температуру и не оказывает поэтому никакого влияния на тепловой процесс внутри цилиндра. В пределе, т. е. при бесконечно большом числе оборотов и чередовании фаз, интенсивность теплообмена сделалась бы равной нулю, т. е. явление протекало бы совершенно так же, как при абсолютно нетеплопроводных стенках.

Сравнивая далее величины тепловых потерь для одного и того же паровоза (фиг. 269 и 270), видим, что с увеличением степени наполнения величина q_2 уменьшается. Явление это не случайное — оно находит себе полное подтверждение и в практике стационарных паровых машин.

Дело в том, что процесс расширения пара сопровождается, как известно из теоретической термодинамики, уменьшением степени паросодержания смеси независимо от действия стенок. Иными словами, даже в случае абсолютно нетеплопроводных стенок мы имели бы при расширении увеличение влажности пара; присутствие же воды в цилиндре к моменту начала выпуска способствует, как мы видели, значительно

большему охлаждению стенок к моменту следующего впуска, а следовательно, и большей конденсации поступающего в цилиндр свежего пара. Отсюда непосредственно вытекает, что чем с большей степенью расширения, т. е. чем с меньшей отсечкой, работает машина, тем в более сильной степени скажется влияние стенок. Кроме того, при малых впусках средняя за один оборот температура пара, а следовательно, и обусловливаемая ею средняя температура внутренней поверхности стенок цилиндра будут ниже; температура же поступающего в цилиндр свежего пара остается прежней. Это обстоятельство также ведет к некоторому увеличению теплоотдачи в период впуска.

Наконец, существует еще одно обстоятельство, характеризующее работу с малыми степенями выпуска как крайне неблагоприятную с точки зрения охлаждения свежего пара в период впуска.

Считая объем пара, расходуемого машиной в течение каждого хода поршня, пропорциональным объему в момент отсечки, т. е. величине $(m + \varepsilon) V_{ц}$, где m — объем вредного пространства в долях от полезного объема цилиндра $V_{ц}$, находим уменьшение объема пара в цилиндре при переходе от большей степени впуска ε_1 к меньшей ε_2 равным:

$$\frac{V_{\varepsilon_1}}{V_{\varepsilon_2}} = \frac{m + \varepsilon_1}{m + \varepsilon_2}.$$

Обозначая диаметр цилиндра через d и считая поверхность вредного пространства равной удвоенной площади поршня *, находим уменьшение холодной поверхности стенок, соприкасающихся со свежим паром в период впуска:

$$\frac{H_{\varepsilon_1}}{H_{\varepsilon_2}} = \frac{\pi d \varepsilon_1 + 2\,\frac{\pi}{4} d^2 + \frac{\pi}{4} d^2}{\pi d \varepsilon_2 + 2\,\frac{\pi}{4} d^2 + \frac{\pi}{4} d^2} = \frac{0{,}75d + \varepsilon_1}{0{,}75d + \varepsilon_2}.$$

Нетрудно показать, что величина этого второго отношения будет всегда значительно меньше первого. Пусть $m = 0{,}1$; $d = 0{,}5$ м; $\varepsilon_1 = 0{,}5$ и $\varepsilon_2 = 0{,}1$. Тогда

$$\frac{V_{\varepsilon_1}}{V_{\varepsilon_2}} = \frac{0{,}1 + 0{,}5}{0{,}1 + 0{,}1} = 3; \quad \frac{H_{\varepsilon_1}}{H_{\varepsilon_2}} = \frac{0{,}75 \cdot 0{,}5 + 0{,}5}{0{,}75 \cdot 0{,}5 + 0{,}1} = 1{,}84.$$

Таким образом, при переходе к малым впускам, когда объем выпускаемого свежего пара уменьшается весьма значительно, охлаждающая поверхность тоже уменьшается, но в гораздо более слабой степени. В результате при малых впусках на объемную единицу пара будет приходиться большая поверхность холодных стенок, и теплообмен неминуемо возрастет.

* На самом деле она будет несколько больше, что только усугубляет результат последующего вывода.

По приведенным соображениям приходится признать, что уменьшение степени впуска, безусловно, выгодное с точки зрения наиболее полного использования энергии пара, оказывается невыгодным в термическом отношении. Этим и объясняется тот общеизвестный факт, что для каждой паровой машины, в том числе и для паровозной, всегда имеется некоторая наивыгоднейшая степень впуска, дающая наименьший расход пара на единицу получаемой индикаторной мощности, т. е. наибольший индикаторный к. п. д.

В среднем для паровозных машин однократного расширения эта наивыгоднейшая отсечка составляет обычно 30—40% хода поршня, для машин компаунд 40—60%.

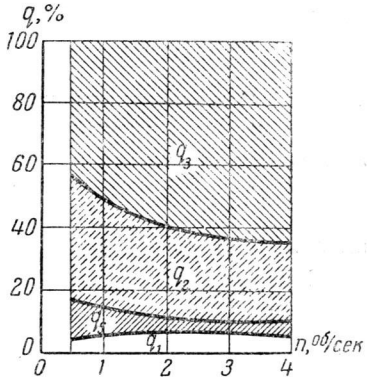
Что касается закона изменения величины потери q_2 в зависимости от степени впуска и числа оборотов машины в 1 сек., то он может быть выражен в общем виде уравнением, аналогичным формуле (539)

$$q_2 = \frac{A'}{a' + b'\varepsilon} \frac{1}{\sqrt{n}}, \qquad (560)$$

что подтверждается результатами опытов как над стационарными, так и над паровозными машинами.

Кривая *1* (фиг. 269 и 270) указывает на крайнее несовершенство простой машины без перегрева как теплового двигателя. Ныне машины этого типа являются уже устаревшими и на паровозах не ставятся.

К. п. д. такой машины, а также и отдельные тепловые потери представлены на фиг. 271 в функции от числа оборотов: величина его, как видим, не превосходит 6,5%, несмотря на прекрасное состояние золотников, дающих пропуск пара всего 6—8%; влияние же стенок вызывает потерю тепла в среднем на 30%, т. е. в пять раз больше того количества тепла, которое превращается в полезную работу.



Фиг. 271.

Такая исключительная невыгодность теплового процесса рассматриваемого типа паровых машин объясняется наличием в них целого ряда условий, благоприятствующих увеличению интенсивности теплового взаимодействия между паром и стенками.

Главнейшими из этих условий являются следующие.

1. Значительные интервалы колебания температур пара в цилиндре в течение каждого хода поршня. В машинах однократного расширения, когда пар впускается в цилиндр под давлением, близким к котловому, а покидает его при давлении 1,1—1,3 кг/см² (в машинах без охлаж-

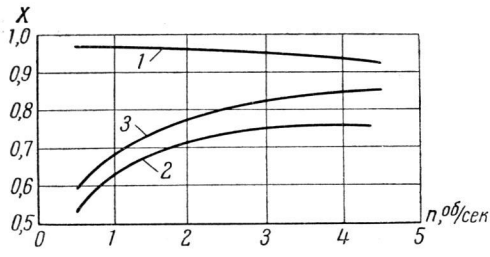
дения), этот интервал достигает цифры 90° (190—200 при впуске и 105—110° при выхлопе).

2. Впуск и выпуск пара производятся через одни и те же окна, стенки которых поэтому то чрезмерно охлаждаются, то интенсивно отнимают тепло от свежего пара.

3. Увеличение теплопроводности стенок конденсирующейся и осаждающейся на них водой. В машинах, работающих насыщенным паром, некоторое количество воды всегда вносится в цилиндр потоком пара; но затем этот процент влажности быстро увеличивается вследствие наличия условий 1 и 2.

Как велико бывает содержание воды в паре в различные моменты его работы, показывает фиг. 272, относящаяся к той же самой бесперегревной машине однократного расширения, для которой мы имели на предыдущих планшетах кривые потерь на начальную конденсацию (теплообмен со стенками) и карту теплового баланса в цилиндре.

Диаграмма фиг. 272 показывает, что при $n = 1{,}5$, что соответствует скорости хода около 20 км/час (паровоз товарный), мы имеем в конце впуска 32% воды. К моменту же конца расширения вследствие возвращения пару части тепла стенками процент воды понижается до 26,5. Из этих цифр ясно, какой громадный непроизводительный расход пара должен быть при работе такой машины.



Фиг. 272. Степень сухости пара в различные моменты его работы:

1 — в золотниковой коробке; *2* — в конце впуска; *3* — в конце расширения.

Переходя к вопросу о возможном повышении экономичности работы паровозной машины, мы должны сказать, что потеря q_3 (с уходящим паром) почти не поддается уменьшению.

В стационарных машинах это тепло обыкновенно утилизируется для тех или иных вспомогательных целей, что, конечно, можно и должно делать и в паровозах, используя часть отбрасываемого машиной тепла для подогрева питательной воды.

Уменьшение потери q_5 (пропуск пара) достигается рациональной конструкцией золотника, тщательным его изготовлением и внимательным уходом за машиной.

Самый же удобный и доступный путь к повышению индикаторного к. п. д. машины — это принятие тех или иных мер к уменьшению потери q_2 (вредное влияние стенок).

Выше мы указали на три основные причины, способствующие повышению тепловой потери Q_2. Соответственно этому и те усовершенствования, которые имеют целью бороться с указанной потерей, идут тремя путями:

1) применением двукратного расширения пара (машины компаунд);

2) разделением впускного канала от выпускного (прямоточная машина);

3) применением перегретого пара.

Указанные способы применяются на практике как в отдельности, так и во всевозможных комбинациях, причем каждый из них имеет, помимо своего прямого назначения, еще и другие выгоды.

Рассмотрению достижений в области усовершенствования теплового процесса паровозных паровых машин, получаемых при каждом из указанных способов, посвящены следующие главы.

Проведя полное тепловое исследование рабочего процесса машины однократного расширения, дадим общие указания относительно подсчета теплового баланса машин, работающих по принципу компаунд.

Все подсчеты для цилиндра высокого давления ведутся по приведенной выше схеме без каких-либо изменений. Что касается цилиндра низкого давления, то прежде всего необходимо установить, какое количество тепла поступает в него в период впуска.

В период выхлопа из цилиндра высокого давления поступает количество тепла, определяемое из уравнения баланса для этого цилиндра:

$$Q_3 = Q_0 - Q_1 - Q_2 - Q_5.$$

Кроме того, в ресивер попадает все тепло, просачивающееся через золотники высокого давления, и тепло, возвращаемое стенками в период выпуска из цилиндра высокого давления.

Таким образом, в течение каждого хода поршня в ресивер, а следовательно, и в золотниковую коробку цилиндра низкого давления поступает

$$Q_r = Q_3 + Q_5 + Q_2 = Q_0 - Q_1.$$

Подсчитывая теперь утечки через золотник в цилиндре низкого давления и вычитая соответствующее тепло из величины Q_r, получаем количество тепла, вносимого в цилиндр низкого давления единовременно в период впуска. В остальном подсчет производится совершенно так же, как и для цилиндра высокого давления.

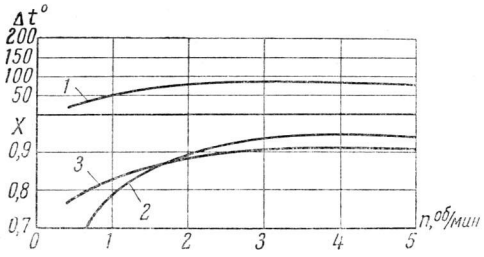
Глава VIII

ПРИМЕНЕНИЕ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА

Распространяться подробно о значении перегрева после того, что было сказано по этому вопросу в предшествующих главах нашего курса, совершенно излишне. Перегретый пар, имеющий гораздо больший удельный объем по сравнению с насыщенным паром того же давления и требующий для своего образования лишь небольшой дополнительной затраты тепла, позволяет получить значительную экономию в расходах питательной воды и топлива.

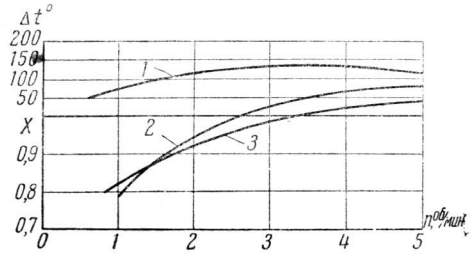
Это главное и основное преимущество работы перегретым паром лежит, таким образом, вне сферы термического процесса котла или машины, из чисто физических свойств перегретого пара как рабочего тела совершенно иного порядка, чем пар насыщенный.

В настоящей главе мы коснемся лишь того повышения к. п. д. паровой машины, которое наблюдается при работе с перегревом за счет ослабления начальной конденсации поступающего в цилиндр свежего пара.

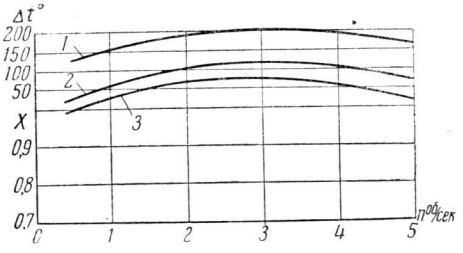


Фиг. 273. Состояние пара в различные моменты его работы в машине паровоза (начальный перегрев пара $\Delta t = 70 - 80°$):
1 — в золотниковой коробке; *2* — в конце впуска; *3* — в конце расширения.

Из сказанного в главе IV этой части ясно, что наибольшего ослабления вредного влияния стенок можно ожидать в том случае, когда пар остается в цилиндре все время перегретым; для достижения этой цели начальный перегрев должен быть достаточно высок. Чтобы дать наглядное представление о том, насколько поставленная задача полного уничтожения конденсации пара выполняется при различных степенях начального перегрева пара, на фиг. 273, 274 и 275 приведены диаграммы состояния пара в характерные моменты его работы в цилиндре в функции от числа оборотов машины в 1 сек.



Фиг. 274. Состояние пара в различные моменты его работы в машине паровоза (начальный перегрев пара $\Delta t = 100 - 120°$);
1 — в золотниковой коробке; *2* — в конце впуска; *3* — в конце расширения.



Фиг. 275. Состояние пара в различные моменты его работы в машине паровоза (начальный перегрев пара $\Delta t = 150 - 200°$).
1 — в золотниковой коробке; *2* — в конце впуска; *3* — в конце расширения.

Как видим, при начальном перегреве пара в золотниковой коробке в 70—80° весь перегрев целиком теряется при впуске, и к моменту начала расширения пар имеет от 6 до 25% влаги. Если принять, что рассматриваемый паровоз (товарный) работает в повседневной службе со средним числом оборотов $n \approx 1{,}5$, что соответствует скорости хода $V = 20$ км/час, то средняя влажность пара в момент отсечки будет со-

гласно фиг. 273

$$x_1 = 16\%,$$

а в конце расширения

$$x_2 = 14\%.$$

Данные фиг. 274 относятся, как видим, к паровозу со средней степенью перегрева пара (100—120° в золотниковой коробке). Принимая для этого паровоза (пассажирского) среднее рабочее число оборотов равным 2,5 (скорость 50 км/час), получаем для него в повседневной работе среднюю «поездную» влажность пара в момент отсечки

$$x_1 = 1\%,$$

а в конце расширения

$$x_2 = 4\%.$$

Другими словами, и здесь начальный перегрев недостаточно высок, так как не исключает возможности появления росы на стенках цилиндра и поршня. Только при числе оборотов в 1 сек. свыше четырех пар остается перегретым вплоть до конца расширения.

Потери вследствие теплообмена со стенками представлены для обеих рассмотренных машин на фиг. 269: для первого паровоза (с умеренным перегревом) кривой *4*, для второго — кривой *5*.

Благодаря присутствию у обоих паровозов воды в цилиндре разница между ними с точки зрения потери на начальную конденсацию получается, как показывает фиг. 269, незначительная. Сравнивая кривые *4* и *5* с кривой *1*, приходим к выводу, что при умеренном и среднем перегреве получается уменьшение теплообмена в среднем на 45—50%.

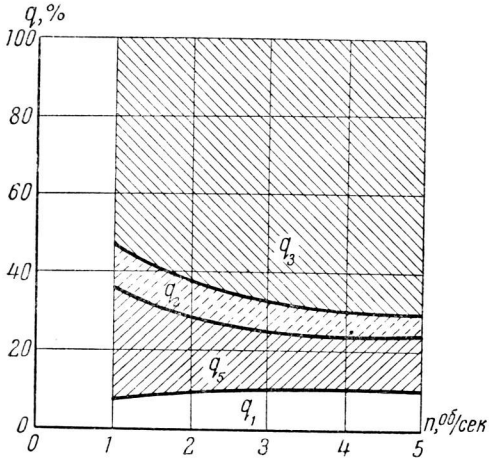
Таким образом, хотя с точки зрения борьбы с конденсацией перегрев у обоих рассмотренных паровозов и недостаточен, экономия по сравнению с бесперегревной машиной получается все же довольно значительная; объясняется это тем, что при отсутствии перегрева пар содержит около 5% влаги уже при начале впуска, что сразу повышает темп дальнейшего теплообмена, так что поездная влажность пара в момент отсечки доходит здесь (при $n = 1{,}5$) до 30%, как показывает фиг. 272.

При высоком перегреве (150 — 200° в золотниковой коробке) пар остается перегретым в течение всего рабочего цикла даже при самых малых скоростях хода (фиг. 275), благодаря чему и отдача тепла стенкам уменьшается при таком высоком перегреве в среднем в три раза, что видно из сравнения кривых *1* и *6* фиг. 269.

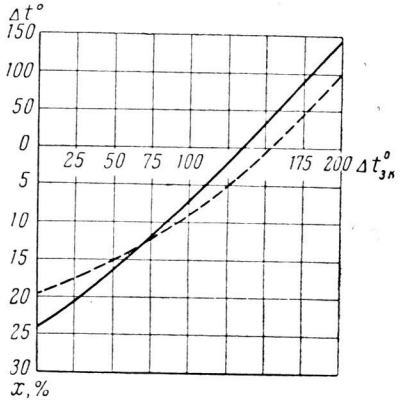
Полный тепловой баланс в цилиндре представлен для рассматриваемого паровоза на фиг. 276.

Сравнивая эти данные с данными фиг. 271, относящимися к бесперегревной машине, видим, что, несмотря на безобразно большую утечку пара, к. п. д. высокоперегревной машины доходит до 11%, т. е. больше приведенного на фиг. 271 на 70%.

Сопоставление высокоперегревной машины простого действия с беспе-регревными или умеренно перегревными блестяще подтверждает то общераспространенное утверждение, что обмен тепла со стенками протекает особенно интенсивно в присутствии влаги; несмотря на быстрое возрастание амплитуды колебания температур в цилиндре при перегретом паре, потери вследствие теплообмена со стенками неуклонно понижаются по мере увеличения степени перегрева.



Фиг. 276.



Фиг. 277. Состояние пара в конце впуска (сплошная кривая) и в конце расширения (пунктирная кривая) в зависимости от степени перегрева в золотниковой коробке ($n=2$ об/сек).

По данным фиг. 272—275 на фиг. 277 построена диаграмма состояния пара в конце впуска (сплошная кривая) и в конце расширения (пунктир) в зависимости от степени перегрева в золотниковой коробке при $n = 2$ об/сек (что соответствует для товарных паровозов скорости около 25 км/час, а для пассажирских — 40—50 км/час).

Приведенная диаграмма позволяет сделать весьма важное заключение: для полного уничтожения конденсации пара в цилиндре степень перегрева в золотниковой коробке не должна быть ниже 150°, что соответствует температуре перегретого пара в золотниковой коробке около

$$t' = 340—350°.$$

Принимая же во внимание вредное влияние слишком высоких температур пара на цилиндровую смазку и на состояние трущихся поверхностей, не следует допускать температур пара в цилиндре выше 430—450°.

Суммируя оба высказанные положения, приходим к заключению, что современные перегревные паровозы должны проектироваться с таким

расчетом, чтобы при средних эксплуатационных условиях работы был обеспечен перегрев пара до 380°, а при наибольшей форсировке — до 430°.

Глава IX

ПРИМЕНЕНИЕ ПРИНЦИПА ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО РАСШИРЕНИЯ ПАРА

Колебания температуры пара в цилиндре в течение каждого оборота колес при одноцилиндровой (или сдвоенной двухцилиндровой) машине простого действия, где расширение пара начинается и заканчивается в одном и том же цилиндре, довольно значительны. На самом деле, если принять, что котловое давление обычно доводится в современных паровозах до 13—18 ати, то температура пара в начале впуска будет равна 190—206°, температура же при выхлопе равна 102—110° соответственно колебаниям противодавления выпускаемого пара в пределах 1,15—1,5 кг/см².

Таким образом, обычно наблюдаемая амплитуда колебаний температуры соприкасающегося со стенками пара

$$\Delta t = 80 - 95°.$$

Это обстоятельство вызывает, наряду с другими причинами, значительное охлаждение стенок и конденсацию свежего пара: так как потеря вследствие конденсации, абсолютная величина которой для данной машины зависит только от числа оборотов, становится особенно ощутимой при малых впусках, когда она распределяется на небольшое количество впускаемого свежего пара, то от таковых в машине простого действия приходится поневоле отказаться, т. е. мириться с тем, что расширение пара будет использовано в весьма слабой степени.

Чтобы несколько ослабить вредное влияние стенок и получить, таким образом, возможность работать с большими степенями расширения, более выгодными, прибегают к применению принципа двойного расширения пара, сущность которого заключается в следующем.

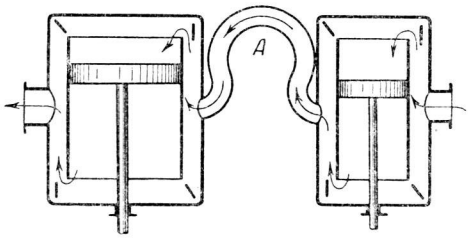
Пар поступает из котла сначала только в один из цилиндров — правый (фиг. 278); закончив там свое расширение, он перебрасывается по ресиверной трубе *A* во второй цилиндр большого диаметра, в котором продолжает расширяться далее; по окончании расширения в большом цилиндре (цилиндре низкого давления) пар выпускается в конус.

При таком рабочем цикле создаются как бы две ступени давления: в первом цилиндре (высокого давления) пар работает между давлением котловым и устанавливающимся в ресивере, во втором цилиндре — между ресиверным и выпускным. Таким образом, первый цилиндр работает свежим паром, второй — мятым.

Если при этом оставить прежнюю степень впуска пара в первом цилиндре, то полная степень расширения[1], совершающегося последовательно в обоих цилиндрах, будет примерно вдвое больше, чем в одном первом.

Осуществление двух степеней давления в машине компаунд оказывается весьма выгодным с точки зрения уменьшения тепловых потерь и утечек пара.

Если машина компаунд работает при том же котловом давлении и при том же противодавлении на поршень большого цилиндра (т. е. давлении выпускаемого пара), что и машина однократного расширения, то в ресивере устанавливается некоторое промежуточное давление, подверженное небольшим колебаниям в зависимости от степени впуска в цилиндре высокого давления. Обычно это давление бывает 4—5 кг/см², что соответствует температуре пара 143 — 151°. Благодаря этому амплитуда колебаний температур пара в малом цилиндре будет



Фиг. 278.

$$\Delta t' = 40 - 55°,$$

а в большом

$$\Delta t'' = 35 - 50°,$$

т. е. для каждого цилиндра вдвое меньше, чем при простой машине.

Кроме того, тепло, возвращаемое стенками в период выпуска из цилиндра высокого давления, не теряется целиком, как в простой машине, а, попадая в ресивер, вновь используется в цилиндре низкого давления. Таким образом, прямой потерей является только конденсация в большом цилиндре.

На фиг. 279 представлено состояние пара в обоих цилиндрах машины компаунд при разных скоростях хода; диаграмма показывает, что благодаря значительному теплополучению от стенок выпускаемый из цилиндра высокого давления пар значительно подсушивается и влажность его при поступлении в большой цилиндр лишь немногим больше, чем в золотниковой коробке цилиндра, работающего свежим паром.

Кривая *2* (фиг. 269) дает величину потерь от начальной конденсации в двухцилиндровой машине компаунд без перегрева. По сравнению с простой машиной потеря q_2 уменьшается в среднем на 35—40%, т. е. применение принципа компаунд оказывается с точки зрения борьбы

[1] Степенью расширения называется отношение объемов, занимаемых паром в цилиндре в конце расширения и в момент отсечки.

с вредным влиянием стенок средством, несколько менее действительным, чем даже умеренный перегрев пара.

Что касается уменьшения утечек пара через золотники и поршни в машине компаунд по сравнению с простой машиной (при одинаковом состоянии трущихся поверхностей и уходе за машиной в обоих случаях), то это явление обусловливается двумя ступенями давления подобно тому, как уменьшение вредного влияния стенок зависит от разделения рабочих пределов колебания температур на две ступени. На самом деле, если разность давлений пара в золотниковой коробке и в паровыходящей трубе, под влиянием которой происходит утечка через золотник, в машине однократного расширения равна для каждого цилиндра

$$\Delta p = 12 - 13{,}5 \text{ кг/см}^2,$$

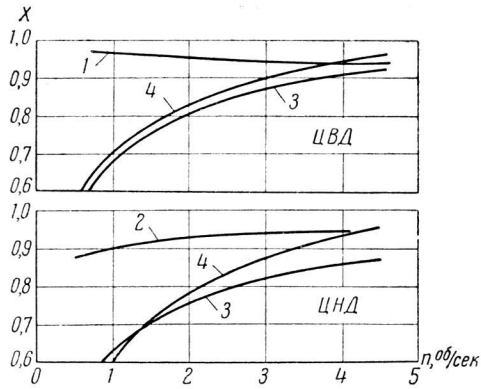
то здесь мы будем иметь

$$\Delta p' \approx 7 - 8 \text{ кг/см}^2$$

в цилиндре высокого давления и

$$\Delta p'' \approx 4 \div 4{,}5 \text{ кг/см}^2$$

в цилиндре низкого давления.



Фиг. 279. Состояние пара в различные моменты его работы в машине двукратного расширения:

1 — в золотниковой коробке; *2* — в ресиверной трубе; *3* — в конце впуска; *4* — в конце расширения.

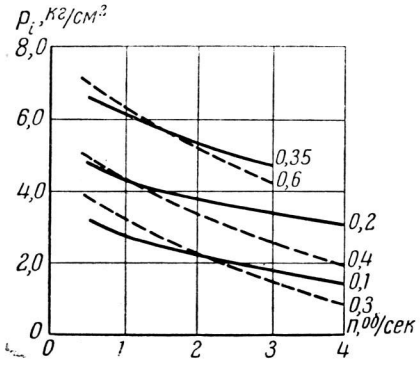
Кроме того, утекающий через золотник малого цилиндра пар попадает не в конус, а в ресивер и оттуда в большой цилиндр, ввиду чего прямой потерей является только пропуск через золотник цилиндра низкого давления.

Ослабление вредного влияния стенок и пропусков пара через неплотности парораспределительных органов является главным преимуществом системы компаунд, наряду с которым она обладает одним весьма существенным отрицательным свойством, значительно суживающим область ее практического применения.

Дело в том, что в машине компаунд пару приходится совершать гораздо более длинный и извилистый путь и с бо́льшими скоростями, чем в простой машине; вследствие этого мятие пара, обусловливающее уменьшение полезной площади индикаторной диаграммы и ведущее к потере работы, здесь значительно больше. Кроме того, в ресиверной трубе трудно избежать некоторого свободного необратимого расширения пара, вызывающего потерю давления.

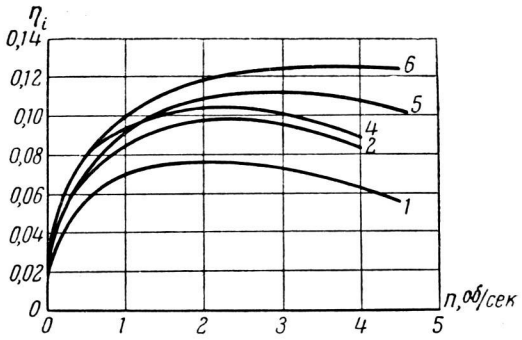
На фиг. 280 приведены для сравнения диаграммы изменения среднего индикаторного давления в машинах простой и компаунд в функции от

числа оборотов. Как видим, наклон пунктирных кривых (для компаунд-машины) значительно больше, чем для простой машины. Отсюда заключение: вследствие большого мятия пара и перепада давлений в ресивере выгодность машины двукратного расширения уменьшается с увеличением числа оборотов.



Фиг. 280. Среднее индикаторное давление в машине однократного (сплошные кривые) и двукратного (пунктирные кривые) расширения.

Цифры на кривых обозначают степени наполнения ε.



Фиг. 281.

Таким образом, применение принципа компаунд оказывается рациональным лишь в тихоходных машинах, т. е. в товарных паровозах; в быстроходных же пассажирских курьерских паровозах следует решительно предпочесть применение высокого перегрева.

Даже и в товарных паровозах применение компаунд-машины оказывается мало действенным средством к уменьшению вредного влияния стенок, уступая в этом отношении даже умеренному перегреву (60—70°) в золотниковой коробке, как это явствует из фиг. 281, и где приведены величины индикаторных к. п. д. машины для компаунд-паровоза (кривая *2*) и для простой машины с умеренным, средним и высоким перегревом (кривые *4*, *5* и *6*).

Кривая *1* относится, как и на фиг. 269, к бесперегревной машине простого действия.

Глава X

ПРИМЕНЕНИЕ ПРИНЦИПА КОМПАУНД СОВМЕСТНО С ПЕРЕГРЕВОМ

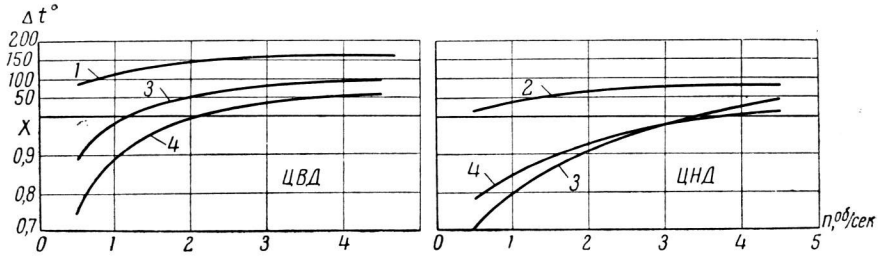
Оба рассмотренные средства борьбы (перегрев и двойное расширение) с начальной конденсацией и контракцией пара часто применяются и совместно как в паровозах, так и в стационарных машинах.

Диаграммы состояния пара в обоих цилиндрах высокоперегревного паровоза компаунд приведены на фиг. 282, а тепловой баланс — на фиг. 283.

Потери вследствие теплообмена со стенками (кривая *7*, фиг. 269) получа-

ются в этом случае примерно такими же, как и для высокоперегревного паровоза с простой машиной (кривая *6*). Явление это на первый взгляд не совсем понятно, а потому остановимся на нем несколько подробнее.

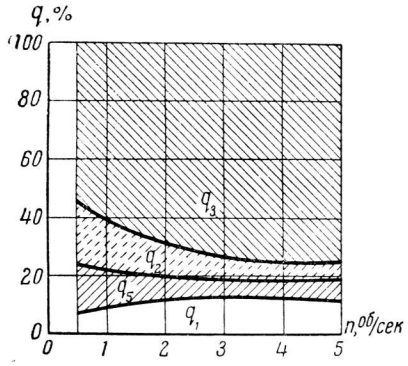
Дело в том, что, несмотря на сравнительно малые амплитуды колебания температур в цилиндрах компаунд и довольно высокий начальный перегрев, этот последний оказывается все-таки недостаточным, так как даже при довольно больших скоростях хода (до 3,5 об/сек) в цилиндре низкого давления будет появляться роса на стенках уже к концу впуска



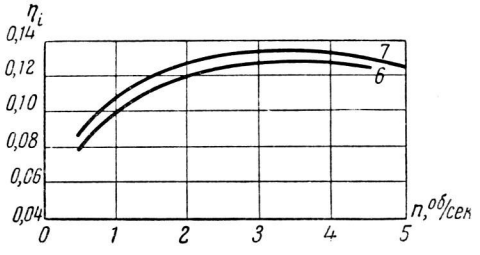
Фиг. 282. Состояние пара в различные моменты его работы в машине двукратного расширения (начальный перегрев пара 100—160°).

1 — в золотниковой коробке; *2* — в ресиверной трубе; *3* — в конце впуска; *4* — в конце расширения.

(фиг. 282), что, как мы знаем, неминуемо влечет за собой повышение интенсивности теплообмена, и только малый цилиндр может быть гарантирован от этого явления. Между тем, теплообмен со стенками в цилиндре высокого давления приносит относительно мало вреда, так как отданное стенкам тепло, возвращаясь в период выпуска в ресивер, поступает затем в следующий (большой) цилиндр, где и производит полезную работу; конденсация же в цилиндре низкого давления является крайне нежелательной,



Фиг. 283.



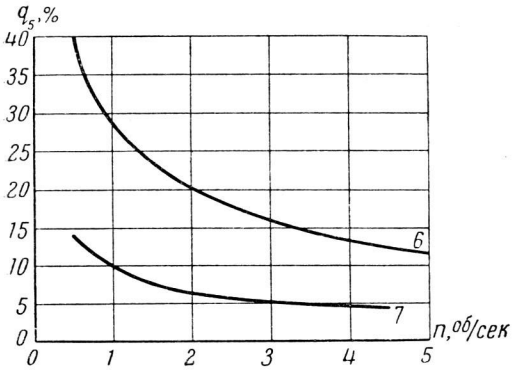
Фиг. 284.

так как отданное стенками тепло уносится прямо в конус и является уже прямой потерей. Так как значительно повысить перегрев сверх того предела, до которого он доведен у рассматриваемого паровоза (160° в золотниковой коробке), не представляется возможным во избежание горения

смазки и порчи золотниковых втулок, а с другой стороны, необходимо, как мы только что убедились, иметь в большом цилиндре более высокую степень перегрева, то с точки зрения увеличения термического эффекта было бы весьма целесообразно применять в паровозах компаунд дополнительный перегрев пара в ресивере перед поступлением его в цилиндр низкого давления.

Рассматривая кривые индикаторного к. п. д., представленные на фиг. 281, видим, что при насыщенном паре машина компаунд (кривая *2*) экономичнее простой (кривая *1*) примерно на 22%; при высоком же перегреве (фиг. 284) экономия выражается 4—5%. Кривая *6* относится к простой машине с высоким перегревом, кривая *7* — то же, но компаунд.

Правда, перегрев у паровоза компаунд несколько меньше (150°), чем у простого (180°), но независимо от этого необходимо по существу затронутого вопроса заметить следующее: применение принципа компаунд хотя и уменьшает начальную конденсацию, но зато дает и несколько меньшую индикаторную работу за счет большего мятия пара и неизбежного перепада давлений в ресивере; при высоком перегреве обмен тепла со стенками даже при простой машине весьма незначителен и с трудом поддается дальнейшему уменьшению, в то время как указанный недостаток принципа последовательного расширения остается в полной силе.



Фиг. 285.

Припоминая высказанные выше соображения о влиянии пропусков пара, сравним величины обусловливаемых ими тепловых потерь Q_5 для машин простой и компаунд. Фиг. 285 показывает, что в первом случае потеря больше почти в три раза (кривая *6* относится к простой машине, кривая *7* — к компаунд; степень перегрева пара в обоих случаях одинаковая).

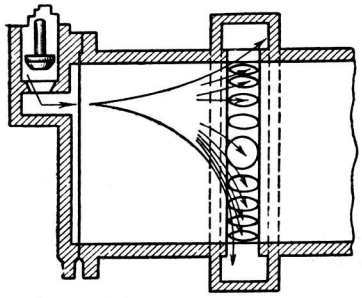
Имея в общем случае две паровозные машины: одну системы компаунд и другую однократного расширения, было бы, конечно, рискованно утверждать a priori, что меньшая потеря от пропусков пара в первом паровозе целиком обусловливается типом машины, так как возможно, что золотниковые кольца и втулки этого паровоза просто находятся в несколько лучшем состоянии, что и дает меньшую величину потери Q_5.

Но так как для сравниваемых нами двух паровозов утечки пара, полученные на стоянке в совершенно одинаковых условиях, оказались почти одинаковыми (20,6 кг/мин для паровоза компаунд и 20 кг/мин для простой машины), мы вправе утверждать, что меньшие утечки в пути у первого паровоза объясняются в некоторой своей части преимуществами машины компаунд.

Глава XI

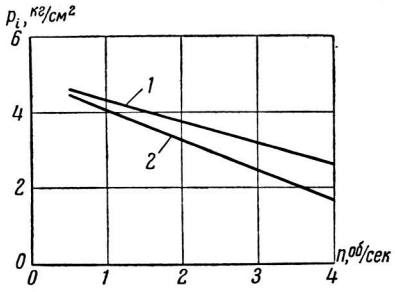
ПРЯМОТОЧНАЯ ПАРОВАЯ МАШИНА

Одним из крупных недостатков обыкновенного золотникового парораспределения является, как уже было указано, то обстоятельство, что впуск и выпуск пара происходят через одни и те же окна; вследствие этого паровпускной канал и поверхность вредного пространства находятся в соприкосновении поочередно то со свежим паром высокой температуры, то с влажным уходящим паром, так что к моменту впуска свежей порции из золотниковой коробки этот входящий пар встречает металлические стенки, сильно охлажденные предыдущим выпуском, и весьма интенсивно конденсируется.



Фиг. 286.

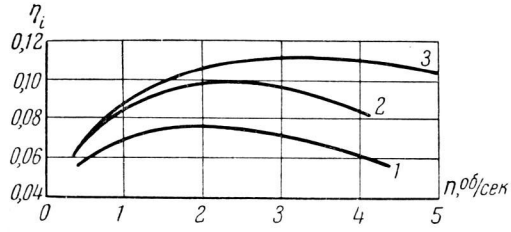
В прямоточной машине, предложенной проф. Штумпфом, этот основной недостаток устранен. Здесь выпуск пара производится через окна, расположенные на внутренней поверхности самого парового цилиндра, на середине его длины (фиг. 286), причем парораспределительным органом, ведающим выпуском пара, является сам поршень; клапанные же или золотниковые коробки, регулирующие впуск свежего пара, помещаются в крышках цилиндра. Благодаря такому разделению функций впуска и выпуска температура стенок впускного канала не подвержена столь резким температурным колебаниям, как в машине обычной конструкции, и поддерживается все время высокой. Эта особенность конструкции Штумпфа и является главным ее преимуществом с точки зрения лучшего теплоиспользования. Затем, так как площадь выпускных отверстий, расположенных по окружности рабочего цилиндра, удается сделать весьма большой, то благодаря применению принципа прямого тока пара мятие его при работе в цилиндре наблюдается в значительно меньшей степени, чем в обыкновенной машине.



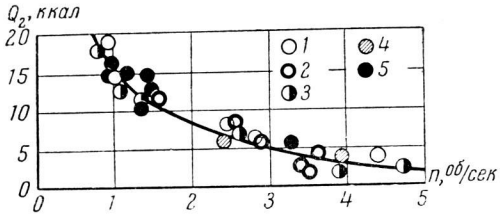
Фиг. 287.

На фиг. 287 приведены диаграммы падения среднего индикаторного давления в функции от числа оборотов для двух паровозов при одних и тех же размерах цилиндров и степени наполнения: наклон кривой, относящийся к прямоточной машине (кривая *1*), гораздо меньше, чем для второго паровоза с простой машиной (кривая *2*), чем и подтверждается высказанное выше положение.

Тепловые потери от начальной конденсации пара показаны кривой *3* на фиг. 269, причем они по величине оказываются примерно такими же, как и в машине компаунд. Полная экономия, даваемая машиной Штумпфа, должна, несомненно, быть больше, чем в компаунд-машине, благодаря гораздо меньшему мятию пара; подтверждением этого является фиг. 288 с представленными на ней средними величинами индикаторных к. п. д. для трех типов бесперегревных машин: простой (кривая *1*), компаунд (кривая *2*) и прямоточной (кривая *3*), полученными при одинаковых условиях работы (степень наполнения для первой и третьей машин — 20%, для второй — 40%, при отношении объемов цилиндра высокого и низкого давлений—0,5).



Фиг. 288.



Фиг. 289. Количество тепла, отдаваемого стенкам цилиндра в прямоточной машине при различных степенях наполнения:
1 — $\varepsilon = 0{,}1$; *2* — $\varepsilon = 0{,}2$; *3* — $\varepsilon = 0{,}3$; *4* — $\varepsilon = 0{,}4$; *5* — $\varepsilon = 0{,}5$.

Таким образом, прямоточная машина оказывается более выгодной, чем компаунд, особенно при больших скоростях хода. В товарной службе она дает до 25% экономии пара по сравнению с простой машиной и до 5% по сравнению с машиной компаунд; в пассажирской службе эти цифры возрастают соответственно до 30 и 15%.

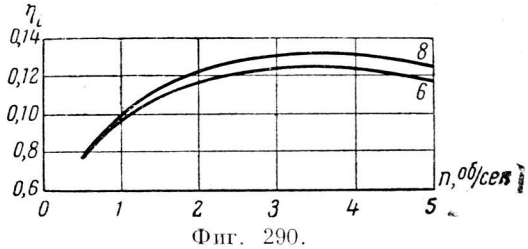
На фиг. 289 — зависимость количества тепла, отдаваемого стенкам в течение одного хода поршня, от числа оборотов машины. Здесь на одном планшете нанесены результаты, полученные из разработки опытных данных (по изложенному ранее методу) для разных степеней наполнения, причем оказывается, что Q_2 не зависит от ε. Явление это справедливо не только для машин Штумпфа, но и для всякой паровой машины, за исключением только тех случаев, когда при больших степенях впуска пар остается в цилиндре все время перегретым, а при малых конденсируется; при таких условиях кривая Q_2 для малых ε располагается несколько выше.

Величина q_2 — процентное отношение потери Q_2 к располагаемому теплу — представлена для рассматриваемого паровоза на фиг. 269 (кривая *8*), где она оказывается наименьшей.

Фиг. 290 представляет сравнение индикаторных к. п. д. простой высокоперегревной машины и прямоточной с перегревом. Несмотря на то, что начальный перегрев в этом последнем случае на 40° ниже, преимущество большей экономичности остается все же за машиной

Штумпфа (верхняя кривая). Если ввести поправку на степень перегрева, то повышение экономичности высокоперегревной машины при переделке ее по принципу Штумпфа выразится цифрой около 10—12%.

Предложенная проф. Штумпфом прямоточная машина быстро привилась на практике в стационарных установках, где вполне оправдала возлагаемые на нее надежды. Что касается применения ее на паровозах, то здесь, особенно при первых попытках, встречались некоторые затруднения.



Фиг. 290.

Во-первых, машина Штумпфа, давая резкий и кратковременный выхлоп пара, работает при больших наполнениях (к которым зачастую приходится прибегать в паровозах) настолько порывисто, что затрудняет правильное ведение топки и совершенно не позволяет топить не спекающимися и слабоспекающимися углями, доводя унос до недопустимых размеров [1].

Во-вторых, весьма тяжелая конструкция поршня (осевой размер которого почти равен длине хода) затрудняет надлежащее уравновешивание паровоза.

Первая попытка применения машины Штумпфа на паровозе была сделана в России в 1908 г. Управлением Московско-Казанской ж. д. на одном из паровозов серии $А^{II}$. Так как при этом старались переоборудовать паровоз с минимальными переделками, то результаты получились неудовлетворительные. Особенно много хлопот было с паровыми цилиндрами, для которых было оставлено прежнее крепление к рамам, оказавшееся, как и следовало ожидать, недостаточно жестким и надежным для цилиндра Штумпфа; вследствие этого цилиндры постоянно ослабевали и разбалтывались, и развивать на паровозе значительные скорости представлялось небезопасным, тем более что и противовесы на движущихся и сцепных колесах при переоборудовании паровоза были оставлены без изменения.

В позднейших заграничных конструкциях все указанные недостатки легко устранены надлежащим расчетом противовесов и цилиндровых креплений; для устранения же неприятных последствий чрезмерно резкого выхлопа были помещены между рамами на пути выходящего из цилиндров пара особые резервуары-расширители, в которых выравнивалось давление пара перед поступлением его в конус.

Таким образом, оба указанных недостатка оказываются вполне устранимыми, и прямоточная машина системы Штумпфа как весьма рациональный с точки зрения теплоиспользования тип парового двигателя заслуживает самого серьезного внимания.

[1] Вот почему у многих практиков-тяговиков сложилось убеждение, что прямоточная машина дает экономию лишь на легком профиле.

Глава XII

РАСХОД ПАРА НА ИНДИКАТОРНУЮ ЛОШАДИНУЮ СИЛУ

Величина расхода пара на индикаторную лошадиную силу в час $\left(\frac{B_m}{N_i}\right)$ служит критерием экономичности работы паровой машины паровоза и является функцией параметров рабочего тела (пара), режима работы машины (ε, n) и, в какой-то мере, — размеров машины и паропараспределительных органов.

В основу конкретного выражения этой зависимости, выводу которого посвящена настоящая глава, положены:

1) теоретические формулы для выражения видимого («геометрического») расхода пара на один рабочий ход поршня (u'_0) и величины среднего индикаторного давления пара по идеальной индикаторной диаграмме $(p_i)_0$;

2) эмпирическая формула для выражения величины внутренних потерь в паровом цилиндре $\Delta u\,\%$ (утечки пара через неплотности и теплообмен между паром и стенками) в функции от числа оборотов машины в секунду (n), степени наполнения паровых цилиндров (ε) и степени перегрева пара в золотниковой коробке — Δt;

3) гипотеза о постоянстве величины отношения $\frac{u}{p_i}$ в определенных пределах изменения давления пара в паровом цилиндре.

Принимаем следующие дополнительные обозначения:

$(p_i)_0$ — среднее индикаторное давление при отсутствии мятия пара в цилиндре, кг/см² (абс.);

p_i — среднее индикаторное давление действительного цикла;

u'_0 — расход пара на один ход поршня при отсутствии мятия и потерь на утечки и теплообмен, кг;

u_0 — то же, но с учетом потерь;

u' — расход пара на один ход поршня в действительном цикле (с учетом мятия), но без учета потерь, кг;

u — расход пара на один ход поршня в действительном цикле, кг;

m — коэффициент вредного пространства, представляющий собой отношение объема вредного пространства к полезному объему парового цилиндра;

e, i, v — перекрыша впуска, перекрыша выпуска и линейное предварение впуска, мм;

$\gamma_{вк}$, γ_e — удельный вес пара в золотниковой коробке и выхлопной трубе, кг/м³;

$\left(\frac{B_m}{N_i}\right)'_0$ — расход пара на индикаторную л. с. ч. при отсутствии мятия пара и потерь в паровом цилиндре;

$\left(\frac{B_m}{N_i}\right)_0$ — то же, но с учетом внутренних потерь;

$\frac{B_m}{N_i}$ — действительный расход пара на индикаторную л. с. ч.

Теоретическая индикаторная диаграмма изображена на фиг. 291.

$$V_{\text{ц}}(p_i)_0 = F_{abcdef} = F_{abb'O} + F_{bcc'b'} + F_{cdd'c'} - F_{dee'd'} - F_{eff'e'} - F_{faOf'}; \quad (561)$$

$$F_{abb'O'} = p_1 \varepsilon \cdot V_{\text{ц}}; \quad (562)$$

$$F_{bcb'c'} = \int\limits_{(m+\varepsilon)V_{\text{ц}}}^{(m+1-\rho)V_{\text{ц}}} p_x \, dV_{\text{ц}}.$$

$$F_{bcc'b'} = p_1 (m+\varepsilon) V \int\limits_{(m+\varepsilon)V}^{(m+1-\rho)V_{\text{ц}}} \frac{dV}{V} = p_1 (m+\varepsilon) V \ln \frac{m+1-\rho}{m+\varepsilon}; \quad (563)$$

$$F_{cdd'c'} = \rho V_{\text{ц}} \frac{p_c + p_e}{2},$$

но

$$p_c = p_1 \frac{m+\varepsilon}{m+1-\rho};$$

следовательно,

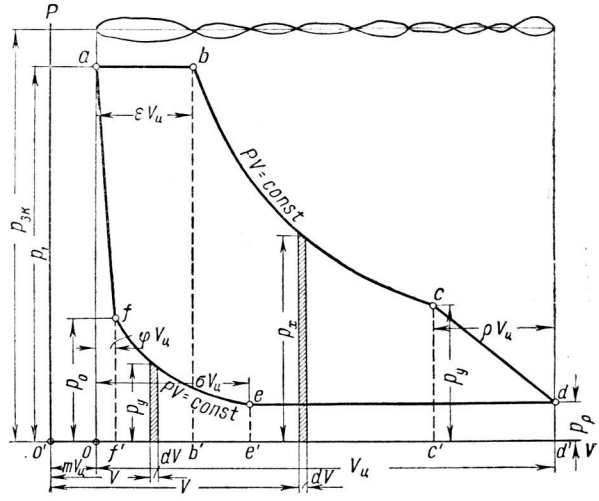
$$F_{cdd'c'} = \frac{\rho}{2} V \left(p_1 \frac{m+\varepsilon}{m+1-\beta} + p_e \right); \quad (564)$$

$$F_{dee'd'} = p_e (1-\sigma) V. \quad (565)$$

$$F_{eff'e'} = \int\limits_{(m+\varphi)V}^{(m+\sigma)V} p_y dV,$$

где

$$p_y = \frac{p_e (m+\sigma) V}{V};$$



Фиг. 291.

$$F_{effe'} = p_e (m+\sigma) V \int\limits_{(m+\varphi)V}^{(m+\sigma)V} \frac{dV}{V} = p_e (m+\sigma) V \ln \frac{m+\sigma}{m+\varphi}; \quad (566)$$

$$F_{faOf'} = \varphi V \frac{p_f + p_1}{2},$$

где

$$p_f = p_e \frac{m+\sigma}{m+\varphi};$$

$$F_{faOf'} = \frac{\varphi}{2} V \left(p_e \frac{m+\sigma}{m+\varphi} + p_1 \right). \quad (567)$$

Подставляя выражения (562) — (567) в (561), находим после простых преобразований:

$$(p_i)_0 = p_1 \left[\varepsilon + (m+\varepsilon) \ln \frac{m+1-\rho}{m+\varepsilon} + \frac{\rho}{2} \left(\frac{p_e}{p_1} + \frac{m+\varepsilon}{m+1-\rho} \right) \right] -$$
$$- p_e \left[(1-\sigma) + (m+\sigma) \ln \frac{m+\sigma}{m+\varphi} + \frac{\varphi}{2} \left(\frac{p_1}{p_e} + \frac{m+\sigma}{m+\varphi} \right) \right]. \quad (568)$$

$$(N_i)_0' = (p_i)_0\, 10\,000\, \frac{4V_ц}{\pi D}\, \frac{V}{270}. \tag{569}$$

Для величины видимого расхода пара имеем:

$$u_0 = V_ц[(m + \varepsilon)\gamma_{зк} - (m + \sigma)\gamma_e]; \tag{570}$$

$$B_m = u_0'\, \frac{V\,1000}{\pi D}\, 4; \tag{571}$$

$$\left(\frac{B_m}{N_i}\right)_0' = \frac{u_0'\, \frac{V\,1000}{\pi D}\, 4}{(p_i)_0\, 10\,000\, \frac{4V_ц}{\pi D}\, \frac{V}{270}} = \frac{27}{V_ц}\, \frac{u_0'}{(p_i)_0}. \tag{572}$$

Исследование явления мятия пара в поршневых паровых машинах позволяет заключить, что процесс мятия почти не влияет на экономичность работы машины, т. е. при неизменном ε, пренебрегая внутренними потерями в цилиндре, между весовым количеством впущенного в цилиндр пара и величиной среднего индикаторного давления существует, в пределах технической точности, прямая пропорциональность:

$$\frac{p_i}{(p_i)_0} = \frac{u'}{u_0'},$$

поэтому

$$\left(\frac{B_m}{N_i}\right)_0 = \frac{27}{V_ц}\, \frac{u_0'}{(p_i)_0} = \frac{27}{V_ц}\, \frac{u'}{p_i} = \left(\frac{B_m}{N_i}\right)'. \tag{573}$$

Далее вводим поправку на внутренние потери:

$$\Delta u\,\% = \frac{\Delta u_0}{u_0' + \Delta u_0}\, 100 = \frac{\Delta u}{u' + \Delta u}\, 100, \tag{574}$$

откуда

$$\Delta u = u_0'\, \frac{\Delta u\,\%}{100 - \Delta u\,\%};$$

$$u_0 = u_0' + \Delta u = u_0'\, \frac{100}{100 - \Delta u\%}. \tag{575}$$

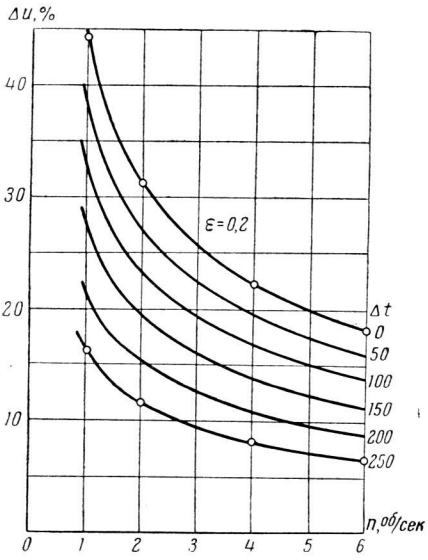
После этого формула (572) с учетом внутренних потерь перепишется следующим образом:

$$\left(\frac{B_m}{N_i}\right)_0 = \frac{27}{V_ц}\, \frac{u_0'}{(p_i)_0}\, \frac{100}{100 - \Delta u\,\%} = \frac{27}{V_ц}\, \frac{u'}{p_i}\, \frac{100}{100 - \Delta u\,\%} = \frac{B_m}{N_i}. \tag{576}$$

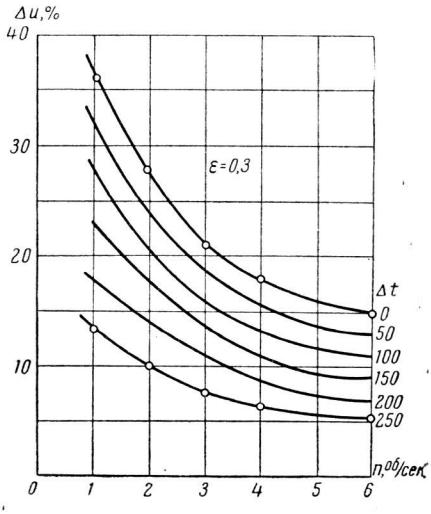
Обработка опытных данных с паровозными машинами дает возможность установить следующую эмпирическую формулу для выражения величины внутренних потерь рабочего цикла:

$$\Delta u\% = \frac{19{,}8 - 0{,}05\,\Delta t}{\sqrt{\varepsilon n}}. \tag{577}$$

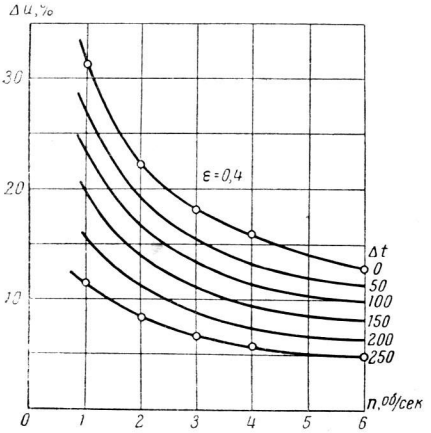
На фиг. 292—295 эта зависимость представлена в виде серии графиков.



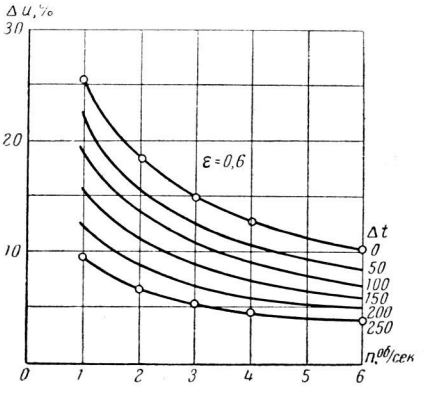
Фиг. 292.



Фиг. 293.



Фиг. 294.



Фиг. 295.

Подставляя в формулу (576) выражения для

$$u'_0,\ (p_i)_0 \text{ и } \Delta u\%$$

по формулам (568), (570) и (577), получаем

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{27}{V_{\text{п}}} \frac{100}{100 - \dfrac{19{,}8 - 0{,}05\,\Delta t}{\sqrt{\varepsilon n}}} \frac{V_{\text{п}}[(m+\varepsilon)\gamma_{\text{зк}} - (m+\sigma)\gamma_e]}{p_1 x - p_e y},$$

или после сокращения на $V_ц$:

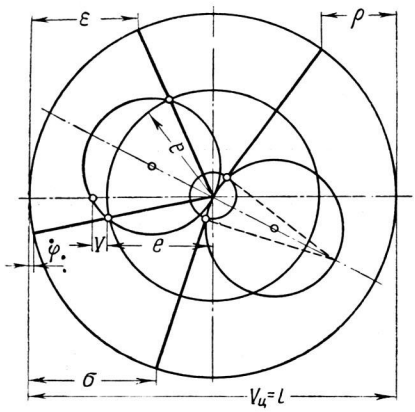
$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \frac{19{,}8 - 0{,}05\,\Delta t}{\sqrt{\varepsilon n}}} \cdot \frac{(m+\varepsilon)\gamma_{зк} - (m+\sigma)\gamma_e}{p_1 x - p_e y}, \tag{578}$$

где

$$x = \varepsilon + (m+\varepsilon)\ln\frac{m+1-\rho}{m+\varepsilon} + \frac{\rho}{2}\left(\frac{p_e}{p_1} + \frac{m+\varepsilon}{m+1-\rho}\right); \tag{579}$$

$$y = (1-\sigma) + (m+\sigma)\ln\frac{m+\sigma}{m+\varphi} + \frac{\varphi}{2}\left(\frac{p_1}{p_e} + \frac{m+\sigma}{m+\varphi}\right). \tag{580}$$

Анализ формулы (578) показывает, что в основном величина $\frac{B_m}{N_i}$ является функцией величин ε, n и Δt.



Фиг. 296.

Величины ρ, σ и φ определяются по золотниковой диаграмме (Цейнера или Мюллера), построенной для золотника с элементами e, i и φ (фиг. 296).

Удельный вес пара $\gamma_{зк}$ определяется параметрами $p_{зк}$, $t_{зк}$, а удельный вес γ_e выхлопного пара — параметрами p_e, t_e, причем при отсутствии точных данных о температуре выхлопа t_e можно брать

$$t_e \approx t_{зк} - 200°$$

с тем, однако, чтобы t_e всегда было больше 100°.

Давление впуска пара в цилиндр p_1, вообще говоря, отличается от $p_{зк}$ вследствие мятия пара в паровпускных окнах:

$$\Delta p_{вп} = p_{зк} - p_1 = (0{,}066 - 0{,}165\,\varepsilon)\,n\;p_{зк}. \tag{581}$$

Из этого выражения видно, что мятие пара в паровпускных каналах возрастает с увеличением скорости n и с уменьшением степени впуска ε; уже при $\varepsilon = 0{,}4$ $\Delta p_{вп} = 0$, а при $\varepsilon > 0{,}4$ можно принимать

$$p_1 = p_{зк}.$$

С первого взгляда на структуру формулы (578) и на выражения ее коэффициентов x и y (579) и (580) может создаться ложное впечатление о слишком узких рамках возможного практического применения этой формулы — рамках, ограниченных данным конкретным пароораспределением.

Однако дальнейшее исследование показывает, что изменение величин e, i, v в том диапазоне, в котором они меняются у современных паровозных машин, оказывает совершенно ничтожное влияние на величину

$\frac{B_m}{N_i}$, что позволяет при предварительных расчетах подставлять в формулу (578) усредненные постоянные значения этих величин.

В доказательство сказанного дадим анализ влияния отдельных перечисленных выше факторов на величину $\frac{B_m}{N_i}$.

В табл. 75—77 приведены результаты подсчетов по формуле (578) величины $\frac{B_m}{N_i}$ для различных e, i и v при средних поездных условиях работы ($\varepsilon = 0{,}3$; $n = 3$; $\Delta t = 153°$).

Таблица 75

Принято:	e, мм	30	60
$p_к = 15{,}0$ кг/см²	ρ	0,323	0,277
$p_e = 1{,}2$ »	σ	0,205	0,217
$i = -5$ мм	$\frac{B_m}{N_i}$	6,917	6,830
$v = 4$ »			
$m = 0{,}1$			

Таблица 76

Принято:	i, мм	−5	0	+5
$p_к = 15{,}0$ кг/см²	ρ	0,304	0,255	0,251
$p_e = 1{,}2$ »	σ	0,215	0,255	0,304
$e = 40$ мм	$\frac{B_m}{N_i}$	6,870	6,759	6,648
$v = 4$ »				
$m = 0{,}1$				

Таблица 77

Принято:	v, мм	4	8
$p_к = 15{,}0$ кг/см²	$\rho = \sigma$	0,255	0,295
$p_e = 1{,}2$ »	φ	0,010	0,020
$e = 40$ мм	$\frac{B_m}{N_i}$	6,759	6,815
$i = 0$ »			
$m = 0{,}1$			

Табличные данные показывают, что при изменении впускной перекрыши e от 30 до 60 мм величина $\frac{B_m}{N_i}$ уменьшается с 6,917 до 6,830 кг/л.с.ч., т. е. на 1,3%.

Изменение выпускной перекрыши от $i = -5$ мм до $i = +5$ мм изменяет величину $\frac{B_m}{N_i}$ на 3,2%.

Изменение v от 4 до 8 мм вызывает увеличение $\frac{B_m}{N_i}$ всего лишь на 0,9%.

Этот результат дает нам полное право при предварительной оценке ожидаемой экономичности того или иного паровоза (построенного или запроектированного) по формуле (578) ввести в нее усредненные значения элементов парораспределения e, i и v.

В дальнейшем нами принято:

$$e = 50 \text{ мм}; \quad i = 0; \quad v = 4 \text{ мм}.$$

Строя по этим данным круги Цейнера для $\varepsilon = 0{,}1$; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5 и 0,6, находим элементы ρ, σ и φ, приведенные в табл. 78.

Таблица 78

ε	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
ρ	0,394	0,307	0,255	0,205	0,158	0,120
φ	0,394	0,307	0,255	0,205	0,158	0,120
σ	0,020	0,007	0,0057	0,0045	0,0032	0,002

Кроме того, принимаем пока (впредь до дальнейшего уточнения этого вопроса) усредненную величину коэффициента вредного пространства $m = 0{,}10$.

Что касается давления пара $p_{зк}$ и p_e, входящих в знаменатель выражений (578), а также в скрытом виде в выражения удельных весов $\gamma_{зк}$ и γ_e, то специальными исследованиями установлено, что изменение $p_{зк}$ в пределах 10—20 ата при прочих равных условиях вызывает изменение $\frac{B_m}{N_i}$ на 1,5%, а изменение противодавления p_e от 1,0 до 1,8 ата меняет $\frac{B_m}{N_i}$ на 2—3%. В табл. 79—82 сведены результаты подобных

Таблица 79

Принято: e=50 мм; i=0 мм; v=4 мм; m=0,1; p_e=1,2 ата

ε=0,3 $t_{зк}$=350°; t_e=150°

	Размерность	$p_{зк}$, кг/см²				
		5	10	15	20	40
$(p_i)_0$	кг/см²	2,040	5,327	8,613	12,900	25,047
$\gamma_{зк}$	кг/м³	1,719	3,460	5,225	7,013	14,409
γ_e	»	0,610	0,610	0,610	0,610	0,610
$t_к$	°C	151	179	197	211	249
Δt	»	199	171	153	139	101
$\frac{B_m}{N_i}$ при $n=1$ . .	кг/л. с. ч.	7,61	7,45	7,55	7,68	8,18
$\frac{B_m}{N_i}$ при $n=4$ . .	»	6,86	6,60	6,61	6,66	6,91

подсчетов для принятых нами усредненных параметров при отсечках $\varepsilon = 0{,}3$ и $0{,}5$.

Таблица 80

Принято: $e = 50$ мм; $i = 0$ мм; $v = 4$ мм; $m = 0{,}1$; $p_e = 1{,}2$ ата

$\varepsilon = 0{,}5$ $t_{зк} = 350°$; $t_e = 150°$

	Размерность	$p_{зк}$, кг/см²				
		5	10	15	20	40
$(p_i)_0$	кг/см²	2,893	6,991	11,089	15,188	31,581
$\gamma_{зк}$	кг/м³	1,719	3,460	5,225	7,013	14,409
γ_e	»	0,610	0,610	0,610	0,610	0,610
$t_к$	°С	151	179	197	211	249
Δt	»	199	171	153	139	101
$\frac{B_m}{N_i}$ при $n = 1$	кг/л. с. ч.	9,48	8,81	8,75	8,80	9,17
$\frac{B_m}{N_i}$ при $n = 4$	»	8,77	8,05	7,93	7,92	8,10

Таблица 81

Принято: $e = 50$ мм; $i = 0$ мм; $v = 4$ мм; $m = 0{,}1$; $p_{зк} = 15{,}0$ ата

$\varepsilon = 0{,}3$ $t_{зк} = 350°$; $t_e = 150°$

	Размерность	p_e, кг/см²			
		1	1,2	1,5	1,8
$(p_i)_0$	кг/см²	8,801	8,589	8,272	7,952
$\gamma_{зк}$	кг/м³	5,225	5,225	5,225	5,225
γ_e	»	0,507	0,610	0,764	0,919
Δt	°С	153	152	153	153
$\frac{B_m}{N_i}$ при $n = 4$	кг/л. с. ч.	6,600	6,633	6,688	6,746

Таблица 82

Принято: $e = 50$ мм; $i = 0$ мм; $v = 4$ мм; $m = 0{,}1$; $p_{зк} = 15{,}0$ ата

$\varepsilon = 0{,}5$ $t_{зк} = 350°$; $t_e = 150°$

	Размерность	p_e, кг/см²			
		1,0	1,2	1,5	1,8
$(p_i)_0$	кг/см²	11,290	11,089	10,787	10,480
$\gamma_{зк}$	кг/м³	5,225	5,225	5,225	5,225
γ_e	»	0,507	6,610	0,764	0,919
Δt	°С	153	153	153	153
$\frac{B_m}{N_i}$ при $n = 1$	кг/л. с. ч.	8,686	8,764	8,888	9,018

На основании приведенного материала приходим к выводу, что при расчетах по формуле (578) совсем необязательно знать точно величины $p_{зк}$ и p_e. Имея в виду, что в современных паровозах величина $p_к$ колеблется обычно от 13 до 18 ата, можно при предварительных изысканиях брать $p_{зк} = 15$ ата.

Величина противодавления p_e при расчетах выясняется только в стадии окончательного уточнения проекта, — при расчете размеров площади выхлопного сечения конуса, в начале же разработки проекта бывает неизвестной, зная, однако, что эта величина изменяется при работе паровоза в пределах 1,05—1,50 ата, можно при предварительных расчетах принимать $p_e = 1{,}2$ ата, как это и сделано в дальнейшем.

Материал, приведенный в табл. 79 и 80, может создать неправильное представление о роли повышения рабочего давления пара в паровых котлах. По данным этих таблиц следует, что повышение давления пара с 10 до 20 ата не влияет на экономичность работы паровоза, а повышение давления до 40 ата ведет даже к небольшому понижению экономичности машины.

Чтобы рассеять это недоразумение, обращаем внимание читателя на то, что цифровые данные табл. 79 и 80 получены при постоянной температуре $t_{зк}$ пара в золотниковой коробке, так как для проектного паровоза именно эта температура является обычно заданной, и в обратной пропорциональности от величины $(t_{зк} + 273°)$ находится удельный вес пара $\gamma_{зк}$, входящий в числитель формулы (578). При выборе величины рабочего давления пара правильнее исходить из предположения постоянства при равных $p_{зк}$ не температуры $t_{зк}$, а степени перегрева $\Delta t = t_{зк} - t_к$, так как именно эта величина и сохраняется постоянной при определенных относительных размерах поверхности пароперегревателя независимо от величины $p_к$.

В табл. 83 и 84 приведены подсчеты величины для тех же данных, что и в табл. 79 и 80, но в предположении постоянства степени перегрева пара

$$\Delta t = \text{const} = 153°.$$

Таблица 83

Принято: $e = 50$ мм; $i = 0$ мм; $v = 4$ мм; $m = 0{,}1$; $p_e = 1{,}2$ ата

$\varepsilon = 0{,}3$ $\Delta t = 153°$

	Размерность	$p_{зк}$, кг/см²				
		5	10	15	20	40
$(p_i)_0$	кг/см²	2,040	5,327	8,613	11,900	25,047
$t_к$	°С	151	179	197	211	249
$t_{зк}$	»	304	332	350	364	402
t_e	»	104	132	150	164	202
$\gamma_{зк}$	кг/м³	1,862	3,577	5,225	6,835	13,046
γ_e	»	0,689	0,633	0,610	0,589	0,541
$\frac{B_m}{N_i}$ при $n = 1$	кг/л. с. ч.	8,52	7,84	7,55	7,36	6,96
$\frac{B_m}{N_i}$ при $n = 4$	»	7,46	6,86	6,61	6,44	6,09

Таблица 84

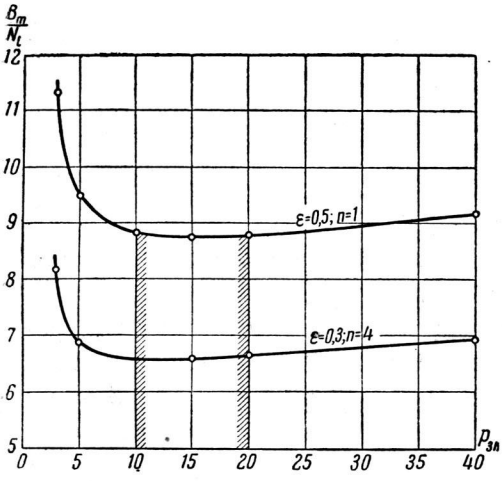
Принято: $e = 50$ мм; $i = 0$ мм; $v = 4$ мм; $m = 0{,}1$; $p_e = 1{,}2$ ата

$\varepsilon = 0{,}5$ $\Delta t = 153°$

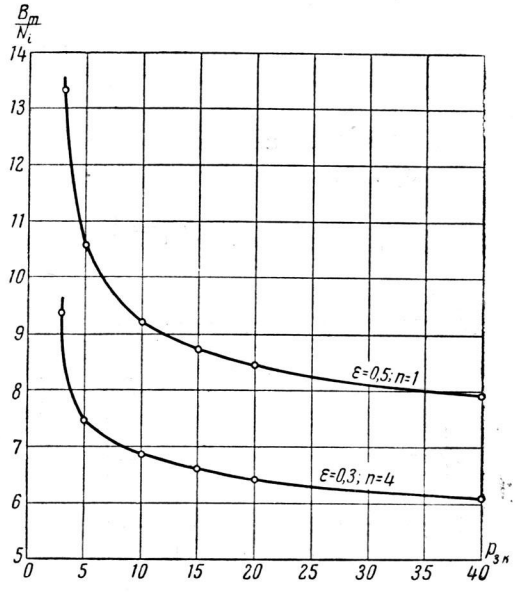
	Размерность	$p_{зк}$, кг/см²				
		5	10	15	20	40
$(p_i)_0$	кг/см²	2,893	6,991	11,089	15,188	31,581
$t_к$	°С	151	179	197	211	249
$t_{зк}$	»	304	332	350	364	402
t_e	»	104	132	150	164	202
$\gamma_{зк}$	кг/м³	1,862	3,577	5,225	6,835	13,046
γ_e	»	0,689	0,633	0,610	0,589	0,541
$\frac{B_m}{N_i}$ при $n = 1$	кг/л. с. ч.	10,59	9,23	8,75	8,48	7,91
$\frac{B_m}{N_i}$ при $n = 4$	»	9,59	8,36	7,93	7,68	7,17

Эти данные показывают, что экономическая выгода повышения рабочего давления пара, скажем от 15 до 40 ата в перегревной машине, составляет от 8 до 10% в зависимости от режима работы. Зависимость $\frac{B_m}{N_i} = f(p_{зк})$ представлена графически на фиг. 297 при $t_{зк} = \text{const} = 350°$ и на фиг. 298 — при $\Delta t = \text{const} = 153°$.

Таким образом, повышение рабочего давления пара от 10 до 25 ата, т. е. до того предела, при котором еще могут быть сохранены тип и конструкция современного



Фиг. 297.



Фиг. 298.

паровозного котла и машина однократного расширения, повышает экономичность работы паровоза лишь косвенно, благодаря автоматическому повышению при этом температуры перегрева пара $\left(\text{при неизменном отношении } \frac{H_и}{H_к}\right)$.

Итак, подставляя в формулу (578): $m = 0{,}1$; $\varphi = 0{,}01$; ρ и σ по табл. 78; $p_{зк} = 15$ и $p_e = 1{,}2$, получаем для разных ε:

для $\varepsilon = 0{,}1$:

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \dfrac{62{,}60 - 0{,}157\,\Delta t}{\sqrt{n}}} \cdot \frac{0{,}2\,\gamma_{зк} - 0{,}494\,\gamma_e}{4{,}635 - 0{,}314\,n}; \tag{582}$$

для $\varepsilon = 0{,}2$:

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \dfrac{44{,}30 - 0{,}111\,\Delta t}{\sqrt{n}}} \cdot \frac{0{,}3\,\gamma_{зк} - 0{,}415\,\gamma_e}{6{,}835 - 0{,}278\,n}; \tag{583}$$

для $\varepsilon = 0{,}3$:

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \dfrac{36{,}15 - 0{,}090\,\Delta t}{\sqrt{n}}} \cdot \frac{0{,}4\,\gamma_{зк} - 0{,}354\,\gamma_e}{8{,}557 - 1{,}166\,n}; \tag{584}$$

для $\varepsilon = 0{,}4$

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \dfrac{31{,}31 - 0{,}078\,\Delta t}{\sqrt{n}}} \cdot \frac{0{,}5\,\gamma_{зк} - 0{,}304\,\gamma_e}{9{,}93}; \tag{585}$$

для $\varepsilon = 0{,}5$:

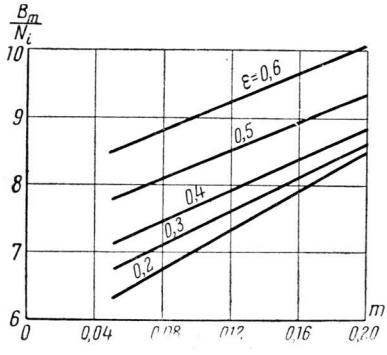
$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \dfrac{28{,}00 - 0{,}070\,\Delta t}{\sqrt{n}}} \cdot \frac{0{,}6\,\gamma_{зк} - 0{,}258\,\gamma_e}{11{,}04}; \tag{586}$$

для $\varepsilon = 0{,}6$:

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \dfrac{25{,}56 - 0{,}064\,\Delta t}{\sqrt{n}}} \cdot \frac{0{,}7\,\gamma_{зк} - 0{,}223\,\gamma_e}{11{,}90}. \tag{587}$$

При пользовании этими формулами необходимо вычислять удельный вес пара по термодинамическим таблицам при

$$p_{зк} = 15{,}0 \text{ ата} \quad \text{и} \quad p_e = 1{,}2 \text{ ата}.$$



Фиг. 299.

Результаты подсчетов по формуле (578) величины $\frac{B_m}{N_i}$ при различных m, для $n = 2$ и $\Delta t = 150°$, представлены в виде графиков на фиг. 299.

Мы видим, что влиянием m пренебрегать нежелательно. Действительно, при изменении величины m в пределах 0,08—0,13 (наблюдаемый в современных паровозах диапазон этой величины) величина $\frac{B_m}{N_i}$ изменяется для различных отсечек на 6—11%.

Полученные результаты хорошо укладываются в поправочную формулу

$$\zeta = 1 + (m - 0{,}1)\,(2{,}59 - 2{,}45\,\varepsilon),$$

где ζ — поправочный множитель к правым частям предыдущих формул, которые приобретают теперь следующий уточненный вид:

для $\varepsilon = 0{,}1$

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \dfrac{62{,}60 - 0{,}157\,\Delta t}{\sqrt{n}}} \cdot \frac{0{,}2\,\gamma_{зк} - 0{,}494\,\gamma_e}{4{,}635 - 0{,}314\,n}\,(0{,}77 + 23\,m); \qquad (588)$$

для $\varepsilon = 0{,}2$

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \dfrac{44{,}30 - 0{,}111\,\Delta t}{\sqrt{n}}} \cdot \frac{0{,}3\,\gamma_{зк} - 0{,}415\,\gamma_e}{6{,}835 - 0{,}278\,n}\,(0{,}79 + 2{,}1\,m); \qquad (589)$$

для $\varepsilon = 0{,}3$

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \dfrac{36{,}15 - 0{,}090\,\Delta t}{\sqrt{n}}} \cdot \frac{0{,}4\,\gamma_{зк} - 0{,}354\,\gamma_e}{8{,}557 - 0{,}166\,n}\,(0{,}81 + 1{,}9\,m); \qquad (590)$$

для $\varepsilon = 0{,}4$

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \dfrac{31{,}31 - 0{,}078\,\Delta t}{\sqrt{n}}} \cdot \frac{0{,}5\,\gamma_{зк} - 0{,}304\,\gamma_e}{9{,}93}\,(0{,}84 + 1{,}6\,m); \qquad (591)$$

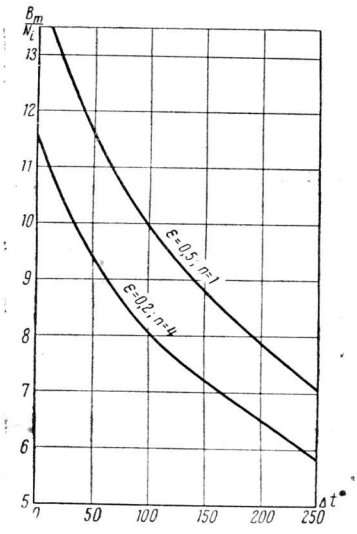
для $\varepsilon = 0{,}5$

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \dfrac{28{,}00 - 0{,}0700\,\Delta t}{\sqrt{n}}} \cdot \frac{0{,}6\,\gamma_{зк} - 0{,}258\,\gamma_e}{11{,}04}\,(0{,}86 + 1{,}4\,m); \qquad (592)$$

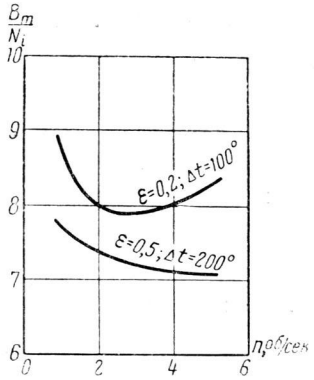
для $\varepsilon = 0{,}6$

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \dfrac{25{,}56 - 0{,}064\,\Delta t}{\sqrt{n}}} \cdot \frac{0{,}7\,\gamma_{зк} - 0{,}223\,\gamma_e}{11{,}90}\,(0{,}89 + 1{,}1\,m). \qquad (593)$$

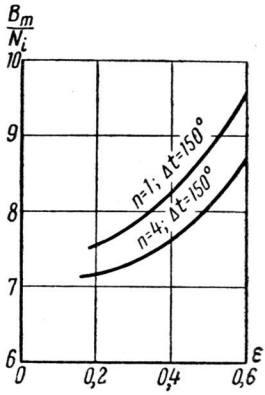
Этими формулами и предстоит пользоваться для предварительной оценки ожидаемой экономичности проектного паровоза.



Фиг. 300.



Фиг. 301.



Фиг. 302.

Для еще более наглядного представления об относительных размерах влияния различных факторов на величину $\frac{B_m}{N_i}$ проделаны дополнительные пересчеты по формулам (582) — (587) для разных ε, n и Δt.

Результаты подсчетов представлены графически на фиг. 300—302. Наконец, на основании всех приведенных выше таблиц и графиков составлена сводная табл. 85, иллюстрирующая размеры влияния всех упоминавшихся факторов на величину $\frac{B_m}{N_i}$.

Табл. 85 с полной убедительностью свидетельствует о том, что прогноз величины $\frac{B_m}{N_i}$ для любого паровоза можно строить по формуле

$$\frac{B_m}{N_i} = f(\Delta t, \varepsilon, n, m),$$

Таблица 85

Фактор влияния	Пределы изменения фактора влияния	Размеры влияния, %
Степень перегрева пара Δt°	0—250	66—68 (67)
Степень наполнения ε	0,2—0,6	18,5—23,5 (21)
Число оборотов в сек. n	1—5	8,7—10,2 (9,5)
Коэффициент вредного пространства m	0,08—0,15	6—11 (8,5)
Давление впуска пара (при $t_{\ddot{u}} = \text{const}$) p_1, ата	10—25	0—1,6 (0,8)
Давление выхлопа p_e, ата	1,1—1,8	2—3,3 (2,7)
Перекрыша впуска e, мм	30—60	1,3
Перекрыша выхлопа i, мм	(−2) — (+4)	2,0
Линейное предварение впуска v, мм	4—8	0,9

Примечание. В скобках указаны средние значения.

а при неизвестной величине m — даже по формуле

$$\frac{B_m}{N_i} = f(\Delta t, \varepsilon, n),$$

как это и было рекомендовано выше. Влиянием же факторов e, i, v, p_1 и p_e можно смело пренебречь.

В качестве конкретного примера применения разработанного нами метода используем его для построения паспортных характеристик паровоза серии Э^{М} на нефтяном отоплении.

Заданными являются:

1) все размеры паровоза серии Э^{М};

2) кривые $F_i = f(v, \varepsilon)$, взятые из «паспортной книжки» этого паровоза [1] и приведенные на фиг. 303;

[1] «Главнейшие результаты опытов над паровозом типа 0-5-0 серии Э^{М}», 12-й сборник Трудов НИИТ НКПС, Гострансиздат, 1932.

3) кривая $t_{зк} = f(Z_m)$, заимствованная из того же источника (фиг. 304, верхняя кривая).

Берем частные условия работы паровоза при $\varepsilon = 0{,}4$ и при числе оборотов движущих осей $n = 2$ оборота в секунду, чему соответствует скорость хода

$$v = 3{,}6\,\pi D\,n = 3{,}6\,\pi\,1{,}32 \cdot 2 = 29{,}84 \text{ км/час}.$$

По фиг. 303

$$F_i = 12\,400 \text{ кг}; \quad N_i = \frac{12\,400 \cdot 29{,}82}{270} = 1370 \text{ л. с.}$$

Задаемся температурой пара в золотниковой коробке

$$t_{зк} = 393°,$$

принимаем

$$t_e = 393 - 200 = 193°;$$

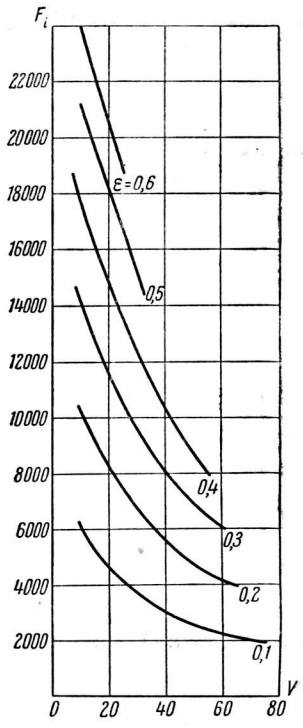
$$\Delta t = 393 - 197 = 196°.$$

Подсчитываем удельные объемы пара:

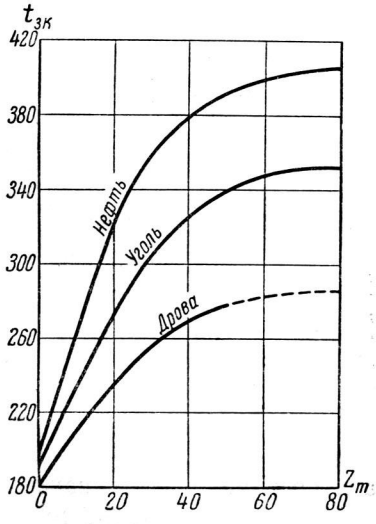
$$v_{зк} = 0{,}2058 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad v_e = 1{,}813 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Соответствующие удельные веса

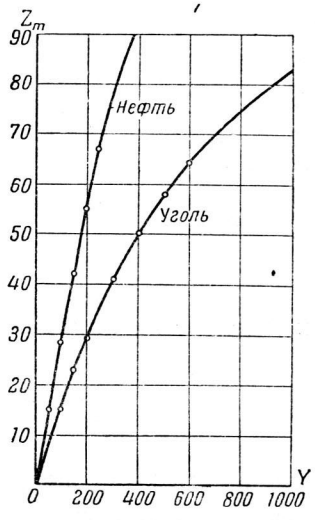
$$\gamma_{зк} = 4{,}859 \text{ кг/м}^3; \quad \gamma_e = 0{,}552 \text{ кг/м}^3.$$



Фиг. 303.



Фиг. 304.



Фиг. 305.

Замечая, что для паровоза серии Э^{М} $m = 0{,}12$ и беря из таблицы:

$$\sigma = \rho = 0{,}205; \quad \varphi = 0{,}0045.$$

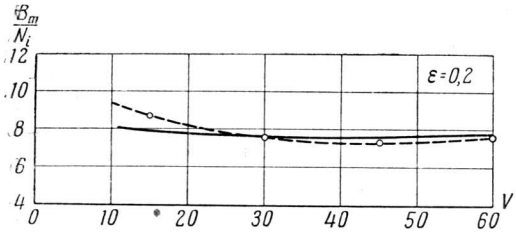
подсчитываем по формуле (578) величину $\frac{B_m}{N_i}$:

$$\frac{B_m}{N_i} = 7{,}118 \text{ кг / л. с. ч.},$$

после чего

$$B_m = 7{,}118 \cdot 1370 = 9752 \text{ кг / час};$$

$$Z_m = \frac{B_m}{H_к} = \frac{9752}{195{,}2} = 50{,}0 \text{ кг / м}^2 \text{ час}.$$



Фиг. 306.

По верхней кривой фиг. 304 находим контрольное значение температуры перегрева пара

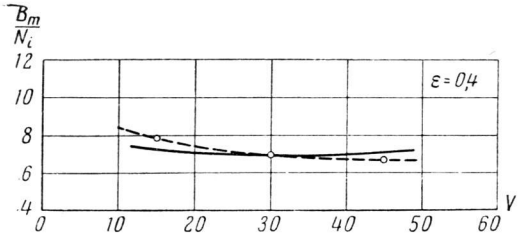
$$t_{зк} = 392°,$$

что почти точно совпадает с ранее принятой величиной.

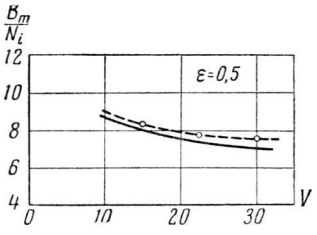
По кривой $Z_m = f(Y)$, изображенной на фиг. 305 (верхняя кривая), находим:

$$Y = 169 \text{ кг / м}^2 \text{ час},$$

$$B_h = 169 \cdot 4{,}46 = 754 \text{ кг / час}.$$



Фиг. 307.



Фиг. 308.

Расход нефти на индикаторную л. с. ч.:

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{754}{1370} = 0{,}550 \text{ кг / л. с. ч.}$$

Таким путем были получены характеристики работы паровоза при различных отсечках и скоростях хода, приведенные в табл. 86—88. По данным этих таблиц на фиг. 306—308 нанесены точки, по которым проведены пунктирные кривые

$$\frac{B_m}{N_i} = f(\varepsilon, v).$$

Таблица 86

$\varepsilon = 0{,}2$ **Топливо: нефть**

	Размерность	n, об/сек			
		1	2	3	4
V	км/час	14,92	29,84	44,76	59,68
$t_{зк}$	°C	325	350	361	368
t_e	»	125	150	161	168
F_i	кг	9220	6760	5190	4230
N_i	л. с.	509	747	864	935
Δt	°C	128	153	164	171
$v_{зк}$	м³/кг	0,1829	0,1914	0,1951	0,1976
v_e	»	1,538	1,637	1,685	1,713
$\frac{B_m}{N_i}$	кг/л. с. ч.	8,388	7,275	7,105	7,153
B_m	кг/час	4272	5434	6139	6688
u	кг/ход поршня	0,2966	0,1886	0,1421	0,1161
Z_m	кг/м² час	21,9	27,9	31,5	34,2
Y	»	72	95	110	116
B_h	кг/час	321	424	491	517
$\frac{B_h}{N_i}$	кг/л. с. ч.	0,631	0,567	0,568	0,553

Таблица 87

$\varepsilon = 0{,}4$ **Топливо: нефть**

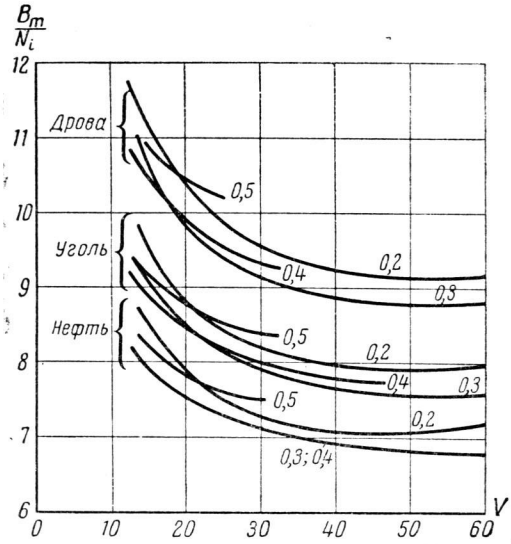
	Размерность	n, об/сек			
		1	2	3	4
V	км/час	14,92	29,84	44,76	59,68
$t_{зк}$	°C	372	393	398	400
t_e	»	172	193	198	200
F_i	кг	16 350	12 400	9400	7460
N_i	л. с.	903	1370	1558	1647
Δt	°C	175	196	201	203
$v_{зк}$	м³/кг	0,1988	0,2058	0,2075	0,2082
v_e	»	1,729	1,813	1,834	1,842
$\frac{B_m}{N_i}$	кг/л. с. ч.	7922	7,118	6,884	6,766
B_m	кг/час	7154	9752	10 725	11 144
u	кг/ход поршня	0,497	0,339	0,248	0,1934
Z_m	кг/м² час	36,7	50,0	55,0	57,1
Y	»	129	169	197	206
B_h	кг/час	575	754	879	919
$\frac{B_h}{N_i}$	кг/л. с. ч.	0,637	0,550	0,564	0,558

Таблица 88

$\varepsilon = 0{,}5$ **Топливо: нефть**

	Размерность	n, об/сек		
		1	1,5	2
V	км/час	14,92	22,38	29,84
$t_{зк}$	°C	385	400	403
t_e	»	185	200	203
F_i	кг	19 660	17 300	15 100
N_i	л. с.	1086	1434	1669
Δt	°C	188	203	206
$v_{зк}$	м³/кг	0,2032	0,2082	0,2092
v_e	»	1,782	1,841	1,854
$\frac{B_m}{N_i}$	кг/л. с. ч	8,226	7,712	7,536
B_m	кг/час	8933	11 059	12 578
u	кг/ход поршня	0,619	0,511	0,436
Z_m	кг/м² час	45,8	56,7	64,5
Y	»	162	204	235
B_h	кг/час	723	910	1048
$\frac{B_h}{N_i}$	кг/л. с. ч.	0,665	0,634	0,627

Сплошные линии представляют собой выкопировки соответствующих кривых из паспортной книжки паровоза серии Э^{м}. Совпадение предсказанных характеристик с действительными, полученными непосредственно из опыта,— почти идеально, что является лучшей рекомендацией предлагаемого метода, как весьма надежного и технически точного.



Фиг.309.

Паровоз серии Э^{м} — один из наиболее подробно и всесторонне исследованных типов наших паровозов. В частности, автору пришлось в 1942 г. руководить испытаниями этого паровоза на киселевском угле марки СС (Кузбасс), а в 1943 г.— на сырых дровах на участке Алатырь — Канаш Казанской ж. д.

На фиг. 304 приведены по данным этих испытаний кривые $t_{зк} = f(Z_m)$, а на фиг. 305 — кривая $Z_m = f(y)$ для угольного отопления.

По этим данным произведены расчеты, подобные предыдущим, для угольного и дровяного отопления и сконцентрированы в табл. 89—94.

Таблица 89

$\varepsilon = 0{,}2$ **Топливо: уголь**

	Размерность	n, об/сек			
		1	2	3	4
V	км/час	14,92	29,84	44,76	59,68
$t_{зк}$	°С	290	308	314	322
t_e	»	102	110	115	122
F_i	кг	9220	6760	5190	4230
N_i	л. с.	509	747	864	935
Δt	°С	93	111	117	125
$v_{зк}$	м³/кг	0,1707	0,1770	0,1791	0,1818
v_e	»	1,444	1,477	1,497	1,526
$\frac{B_m}{N_i}$	кг/л. с. ч.	9,531	8,166	7,976	7,951
B_m	кг/час	4854	6100	6889	7434
u	кг/ход поршня	0,3370	0,2118	0,1596	0,1290
Z_m	кг/м² час	24,9	31,3	35,3	38,1
Y	»	163	216	249	271
B_h	кг/час	727	963	1111	1209
$\frac{B_h}{N_i}$	кг/л. с. ч.	1,428	1,290	1,285	1,293

Таблица 90

$\varepsilon = 0{,}3$ **Топливо: уголь**

	Размерность	n, об/сек			
		1	2	3	4
V	км/час	14,92	28,84	44,76	59,68
$t_{зк}$	°С	308	329	338	340
t_e	»	110	129	138	140
F_i	кг	18 730	9700	7500	6060
N_i	л. с.	709	1072	1243	1340
Δt	°С	111	132	141	143
$v_{зк}$	м³/кг	0,1770	0,1843	1,1873	0,1880
v_e	»	1,477	1,555	1,592	1,600
$\frac{B_m}{N_i}$	кг/л с. ч.	9,067	7,925	7,648	7,604
B_m	кг/час	6 428	8496	9506	10 185
u	кг/ход поршня	0,4464	0,2950	0,3201	0,1708
Z_m	кг/м² час	33,0	43,6	48,7	52,2
Y	»	231	326	385	427
B_h	кг/час	1 080	1454	1717	1904
$\frac{B_h}{N_i}$	кг/л. с. ч.	1,453	1,356	1,381	1,421

Таблица 91

$\varepsilon = 0{,}4$ **Топливо: уголь**

	Размерность	n, об/сек		
		1	2	3
V	км/час	14,92	29,84	44,76
$t_{зк}$	°C	327	344	348
t_e	»	127	144	148
F_i	кг	16 350	12 400	940
N_i	л. с.	903	1370	1558
Δt	°C	130	147	151
$v_{зк}$	м³/кг	0,1843	0,1884	0,1894
v_e	»	1,555	1,616	1,632
$\frac{B_m}{N_i}$	кг/л. с. ч.	8,890	8,000	7,721
B_m	кг/час	8028	10 963	12 028
u	кг/ход поршня	0,557	0,381	0,2784
Z_m	кг/м² час	41,2	56,2	61,7
Y	»	300	476	555
B_h	кг/час	1,338	2123	2475
$\frac{B_h}{N_i}$	кг/л. с. ч.	1,482	1,550	1,590

Таблица 92

$\varepsilon = 0{,}5$ **Топливо: уголь**

	Размерность	n, об/сек		
		1	1,5	2,0
V	км/час	14,92	22,38	29,84
$t_{зк}$	°C	340	350	352
t_e	»	140	150	152
F_i	кг	19 660	17 300	15 100
N_i	л. с.	1086	1434	1669
Δt	°C	143	153	155
$v_{зк}$	м³/кг	0,1878	0,1914	0,1921
v_e	»	1,600	1,640	1,648
$\frac{B_m}{N_i}$	кг/л. с. ч.	9,158	8,655	8,433
B_m	км/час	9946	12 411	14 075
u	кг/ход поршня	0,6908	0,5746	0,4888
Z_m	кг/м² час	51,0	63,6	72,2
Y	»	411	582	738
B_h	кг/час	1833	2596	3292
$\frac{B_h}{N_i}$	кг/л. с. ч.	1,688	1,810	1,972

Таблица 93

$\varepsilon = 0{,}2$ **Топливо: дрова**

	Размерность	n, об/сек			
		1	2	3	4
V	км/час	14,98	29,84	44,76	59,68
$t_{зк}$	°С	255	264	270	273
t_e	»	102	103	104	104
F_i	кг	9220	6760	5190	4230
N_i	л. с.	509	747	864	935
Δt	°С	58	67	73	76
$v_{зк}$	м³/кг	0,1581	0,1614	0,1635	0,1646
v_e	»	1,444	1,448	1,452	1,452
$\frac{B_m}{N_i}$	кг/л. с. ч.	11,091	9,557	9,152	9,171
B_m	кг/час	5648	7139	7907	8575
u	кг/ход поршня	0,3996	0,2480	0,1830	0,1488

Таблица 94

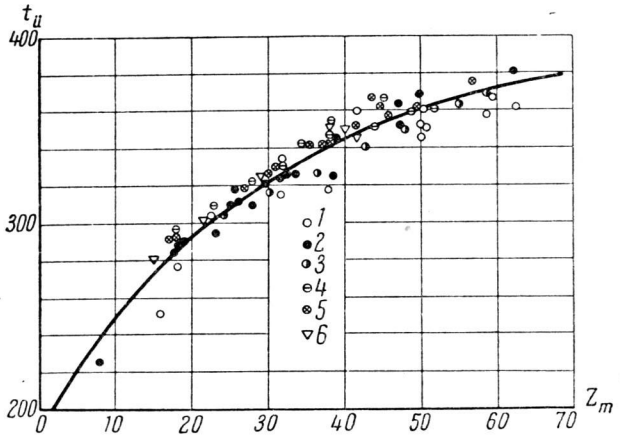
$\varepsilon = 0{,}4$ **Топливо: дрова** $\varepsilon = 0{,}5$

	Размерность	n, об/сек				
		1	1,5	2	1	1,5
V	км/час	14,92	22,38	29,84	14,92	22,38
$t_{зк}$	°С	276	282	284	282	284
t_e	»	105	105	107	105	107
F_i	кг	16 350	14 250	12 400	19 660	17 300
N_i	л. с.	903	1181	1370	1086	1434
Δt	°С	79	85	87	85	87
$v_{зк}$	м³/кг	0,1657	0,1679	0,1686	0,1679	0,1686
v_e	»	1,456	1,456	1,464	1,456	1,464
$\frac{B_m}{N_i}$	кг/л. с. ч.	10,474	9,682	9,317	10,882	10,291
B_m	кг/час	9458	11 434	12 764	11 818	14 757
u	кг/ход поршня	0,6540	0,5293	0,4440	0,8185	0,6830

На фиг. 309 даны семейства кривых $\frac{B_m}{N_i} = f(V, \varepsilon)$ для всех трех родов топлива. Этот график показывает, что результаты испытаний того или иного паровоза на одном сорте топлива справедливы, строго говоря, только для этого топлива, причем этот вывод относится не только к характеристикам котла, но и к характеристикам работы машины $\left(u, \frac{B_m}{N_i}\right)$, поскольку температуры перегрева пара, влияющие в очень сильной степени на экономику паровой машины паровоза, могут быть весьма различны для разных сортов горючего (фиг. 304).

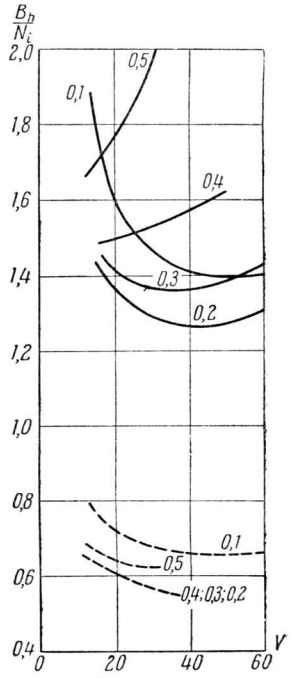
Справедливость, однако, требует заметить, что для различных сортов углей и антрацитов, а также их смесей температура перегретого пара получается почти одинаковой (фиг. 310).

Поэтому окончательно принимаем следующее положение: характеристики работы паровозного котла различны для каждой марки топлива; характеристики (экономические) работы паровой машины паровоза и, $\frac{B_m}{N_i}$ будут различны при нефтяном, угольном и дровяном отоплении, но могут быть приняты одинаковыми для различных марок внутри каждой из этих трех групп топлива.



Фиг. 310. Температура перегрева пара на паровозах серии ФД и ИС при отоплении углями различных марок:

1 – Г; *2* – Д; *3* – Г + АМ; *4* – ПЖ + АРШ; *5* – ПС + Г + АК; *6* – ПЖ + АРШ + БР.



Фиг. 311. Расход топлива в килограммах на л. с. ч. при отоплении паровозов углем ($K_{\text{р}}^{\text{н}}$=7070 ккал/кг)—сплошные кривые; нефтью ($K_{\text{р}}^{\text{н}}$=9700 ккал/кг)—пунктирные кривые.

Цифры на кривых выражают степень наполнения ε.

На фиг. 311 нанесены для нефтяного и угольного отопления кривые $\frac{B_h}{N_i} = f(V, \varepsilon)$, характеризующие экономичность паровоза в целом.

Глава XIII

ЭКОНОМИЧНОСТЬ ПАРОВОЗА В ЦЕЛОМ. ПЕРСПЕКТИВЫ ДАЛЬНЕЙШЕГО ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ

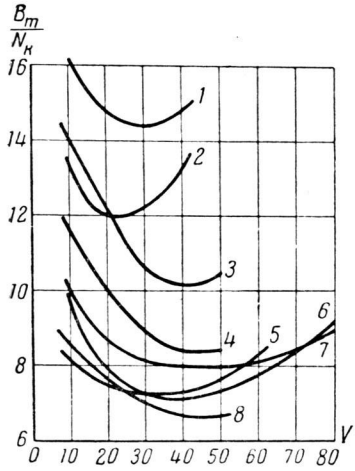
Объединяя теперь все полученные нами сведения о работе паровозного котла и машины, можем дать общую оценку паровоза как транспортирующего двигателя, состоящего из котла, паровой машины и экипажа, с точки зрения экономичности его рабочего процесса.

Абсолютный индикаторный к. п. д. паровозной машины выражается следующим образом:

$$\eta_{ia} = \frac{632 N_i}{B_m \lambda'}. \tag{594}$$

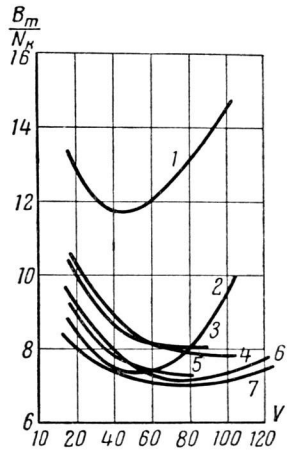
К. п. д. котла согласно изложенному в первой части нашего курса:

$$\eta_к = \frac{B_m \lambda_и}{B_h K_р^н}. \tag{595}$$



Фиг. 312.

1 — серия Н^{В}; *2* — серия УУ; *3* — серия КУ; *4* — серия С; *5* — серия М; *6* —серия СУ; *7* — серия ИС.



Фиг. 313.

1—серия О^{О}; *2* — серия О^{В}; *3* — серия Щ^{П}; *4* — серия Э; *5* — серия Э^{М}; *6* — серия СО; *7*—серия ФД; *8* — серия Ы^{Ч}.

К. п. д. пароподводящего трубопровода, учитывающий падение теплосодержания пара на пути из котла в паровые цилиндры:

$$\eta_{тр} = \frac{\lambda'}{\lambda_и}. \tag{596}$$

Механический к. п. д. машины, учитывающий так называемое внутреннее трение в машине (поршней, золотников и т. п.), выражают обычно в виде отношения

$$\eta_м = \frac{N_к}{N_i}, \tag{597}$$

где $N_к$ — мощность, отнесенная к ободу движущих колес.

Подставляя в выражение общего к. п. д. значения отдельных составляющих по уравнениям (594) — (597), получаем

$$\eta_i = \eta_к \eta_{ia} \eta_{тр} \eta_м = \frac{632 N_к}{B_h K_р^н}. \tag{598}$$

Величина η_{ia} при средних реализуемых в эксплуатации скоростях хода колеблется в зависимости от типа машины и качества пара в пределах 0,065—0,150; если же отбросить простую машину без перегрева, ныне в паровозах уже не применяемую, то пределы суживаются до 0,090—0,150.

К. п. д. котла изменяется для разных паровозов и топлива в пределах 0,50—0,75 и в среднем может быть принят равным 0,65; $\eta_{тр}$ можно принимать равным 0,98—0,99.

Коэффициент $\eta_м$ при малых скоростях близок к единице, но затем уменьшается сначала медленно, потом быстрее, доходя при скоростях, соответствующих 4—5 об/сек, до 0,6—0,7. В среднем можно принять $\eta_м = 0{,}9$.

В табл. 95 ÷ 105 приведены значения полного, т. е. абсолютного эффективного к. п. д. машины ($\eta_м \eta_{ia}$), в процентах для рода паровозов нашей сети.

Таблица 95

Паровоз серии О^0 (насыщенный пар, однократное расширение)

	V, км/час			
	10	20	30	40
B_m				
$N_к$	16,1	14,7	14,4	14,9
Z_m	38,3	60	—	—
λ_k	646	646	646	646
$\eta_м \eta_{ia}$, %	6,07	6,65	6,80	6,58

Таблица 96

Паровоз серии Щ^{II} (перегретый пар, однократное расширение)

	V, км/час				
	10	20	30	40	50
$\frac{B_m}{N_к}$	14,0	12,1	10,6	10,2	10,5
Z_m	20	43	48	48	49
$t_ü$	235	257	276	290	292
$\lambda_ü$	712	720	722	722	723
$\eta_м \eta_{ia}$, %	6,34	7,26	8,26	8,59	8,32

При составлении таблиц для товарных паровозов принято: для паровозов с машинами однократного расширения степень наполнения $\varepsilon = 0{,}4$, для паровозов компаунд $\varepsilon = 0{,}5$. Для пассажирских паровозов

Таблица 97

Паровоз серии ЭМ (перегретый пар, однократное расширение)

	V, км/час					
	10	20	30	40	50	60
$\frac{B_m}{N_к}$	8,10	7,45	7,25	7,25	7,70	8,24
Z_m	25	41	50	56	58	63
$t_ü$	357	395	407	411	412	413
$\lambda_ü$	760	779	785	787	787	788
$\eta_м\eta_{ia}$, %	10,26	10,88	11,11	11,09	10,46	9,76

Таблица 98

Паровоз серии СО (перегретый пар, однократное расширение)

	V, км/час							
	10	20	30	40	50	60	70	80
$\frac{B_m}{N_к}$	9,88	7,86	7,24	7,21	7,42	7,85	8,51	9,12
Z_m	26,5	36,5	43,8	48,0	53,5	56,1	57,6	58,7
$t_ü$	320	349	365	373	377	379	381	382
$\lambda_ü$	739	754	762	766,5	768,5	769,5	770,5	771
$\eta_м\eta_{ia}$, %	8,66	10,66	11,45	11,43	11,09	10,46	9,63	9,00

Таблица 99

Паровоз серии ФД (перегретый пар, однократное расширение)

	V, км/час						
	10	20	30	40	50	60	70
$\frac{B_m}{N_к}$	10,1	8,7	8,1	7,95	8	8,25	8,50
Z_m	23	40	49	56	62	—	—
$t_ü$	300	345	360	365	368	—	—
$\lambda_ü$	735	752	760	762	764	—	—
$\eta_м\eta_{ia}$, %	8,54	9,66	10,26	10,64	10,88	—	—

соответственно — 0,35 и 0,50. Результаты подсчетов экономичности паровозов по расходу пара $\frac{B_m}{N_к} = f(V)$ представлены графически на фиг. 312 (товарные паровозы) и на фиг. 313 (пассажирские паровозы).

Таблица 100

Паровоз серии ОВ (насыщенный пар, компаунд)

	V, км/час			
	10	20	30	40
$\frac{B_m}{N_к}$	13,3	11,95	12,2	13,3
Z_m	20	33	43	50
$\lambda_к$	646	646	646	646
$\eta_м\eta_{ia}$, %	7,35	8,20	8,00	7,35

Таблица 101

Паровоз серии ыЧ (перегретый пар, компаунд)

	V, км/час				
	10	20	30	40	50
$\frac{B_m}{N_к}$	8,6	7,7	7,1	6,7	6,7
Z_m	18	28	33	36	36
$t_п$	322	357	367	372	372
$\lambda_п$	740	759	764	766	766
$\eta_м\eta_{ia}$, %	9,94	10,82	11,66	12,32	12,32

Таблица 102

Паровоз серии ИС (перегретый пар, однократное расширение)

	V, км/час					
	20	40	60	80	100	120
$\frac{B_m}{N_к}$	8,02	7,38	7,20	7,05	7,21	7,40
Z_m	33	51	62,5	70	77	83
$t_п$	343	377	387	395	398	400
$\lambda_п$	751	768	773	777	778	779
$\eta_м\eta_{ia}$, %	10,49	11,15	11,35	11,54	11,26	10,96

На фиг. 314 построены кривые экономичности (по расходу топлива) для перегревных машин простых и компаунд. Из графика можно видеть, что применение принципа компаунд при высоком перегреве нерентабельно вследствие незначительных тепловых преимуществ при значительном усложнении конструкции и ухода за паровозом.

Таблица 103

Паровоз серии СУ (перегретый пар, однократное расширение)

	V, км/час					
	20	40	60	80	100	120
$\frac{B_m}{N_к}$	9,3	8,0	7,3	7,2	7,4	7,74
Z_m	25	34	39	43	47	63
$t_ц$	320	346	358	366	375	385
$\lambda_ц$	740	753	759	763	767	772
$\eta_м\eta_{ia}$, %	9,20	10,50	11,41	11,51	11,13	10,58

Таблица 104

Паровоз серии НВ (насыщенный пар, компаунд)

	V, км/час				
	20	40	60	80	100
$\frac{B_m}{N_к}$	12,85	11,75	12,10	13,15	14,40
$\lambda_к$	646	646	646	646	646
$\eta_м\eta_{ia}$, %	7,61	8,32	8,08	7,44	6,80

Таблица 105

Паровоз серии У^У (перегретый пар, компаунд)

	V, км/час			
	20	40	60	80
$\frac{B_m}{N_к}$	8,40	7,45	7,35	8,10
Z_m	28	43	55	64
$t_ц$	334	347	350	352
$\lambda_ц$	747	763	755	756
$\eta_м\eta_{ia}$, %	10,08	11,27	11,39	10,13

Приведенные данные позволяют рекомендовать при подсчетах значения абсолютного эффективного к. п. д. машины паровоза, помещенные в табл. 106.

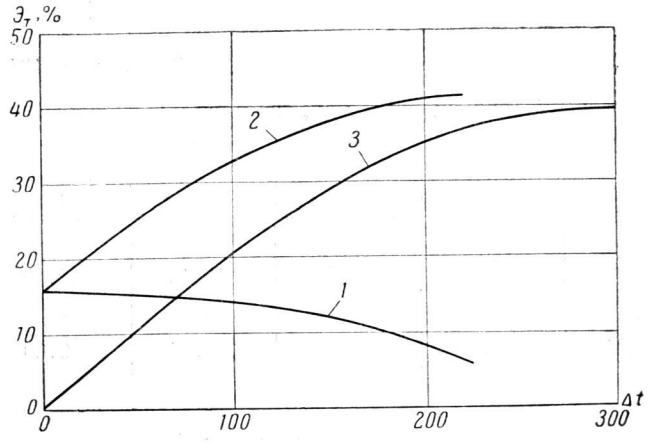
В случае применения подогрева питательной воды, дающего, как мы видели, при форсированной работе около 10—12% экономии, предыдущие цифры должны быть увеличены в отношении 1,10—1,12.

Примерная диаграмма теплового баланса современного мощного паровоза с выделением всех потерь тепла изображена на фиг. 315.

Таблица 106

Машина простого расширения без перегрева	$\eta_{ea} = 0{,}068$
» » » с низким перегревом . . .	$\eta_{ea} = 0{,}085$
» » » со средним перегревом . .	$\eta_{ea} = 0{,}110$
» » » с высоким перегревом . .	$\eta_{ea} = 0{,}120$
» компаунд без перегрева	$\eta_{ea} = 0{,}080$
» » с высоким перегревом	$\eta_{ea} = 0{,}125$

В заключение сопоставим накопленный материал с тем, что дает для современного паровоза выведенная нами формула (578).



Фиг. 314. Экономия топлива в результате применения перегрева пара и машин двукратного расширения:

1 — машина двукратного расширения, работающая насыщенным паром; *2* — машина двукратного расширения, работающая перегретым паром; *3* — машина однократного расширения, работающая перегретым паром.

Для средних эксплуатационных условий работы товарного паровоза принимаем:

$\varepsilon = 0{,}3$; $n = 2$ об/сек (соответствует скорости хода около 35 км/час);

$t_{зк} = 350°$;

$t_e = 150°$;

$p_{зк} = 15$ ата;

$p_e = 1{,}4$ ата;

$p_1 = 14{,}5$ ата;

$\rho = \sigma = 0{,}255$;

$\varphi = 0{,}01$.

$$q_2 = \frac{19{,}80 - 0{,}05 \cdot 150}{\sqrt{0{,}3 \cdot 2}} = 15{,}88\%;$$

$$x = 0{,}6840;$$

$$y = 1{,}2289;$$

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - 15{,}88} \frac{1{,}8372}{8{,}1975} = 7{,}193;$$

$$\eta_{ia} = \frac{632}{754{,}7 \cdot 7{,}193} = 0{,}1164;$$

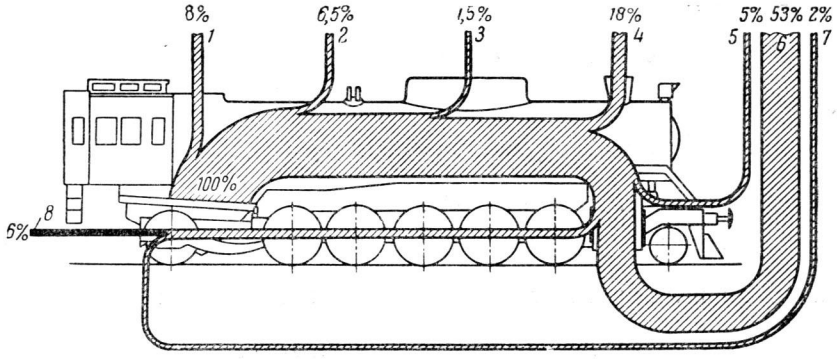
$$\eta_{ea} = 0{,}1164 \cdot 0{,}9 = 0{,}105.$$

Для паровоза в целом:

$$\eta_i = \eta_к \; \eta_{ea} = 0{,}65 \cdot 0{,}105 = 0{,}0683,$$

или 6,83%.

В условиях современной конкуренции паровоза с тепловозом, электровозом, а в ближайшем будущем, вероятно, и с газотурбовозом, необходимо особенно настойчиво изыскивать средства для повышения столь низкой цифры к. п. д. современного паровоза.



Фиг. 315.

1 — потери в топке — 8%, *2* — служебный расход пара (стокер и пр.) — 6%; *3* — потери на внешнее охлаждение котла — 1,5%; *4* — потери с уходящими газами — 18%; *5* — утечки пара — 5%; *6* — потери тепла в машине — 53%; *7* — механические потери в машине и потери на трение в шейках — 2%; *8* — полезная работа — 8%.

Прежде всего должен быть резко повышен явно недостаточный перегрев пара — по крайней мере до 450° в золотниковой коробке, что требует повышения качества смазки и особенно герметичных конструкций золотниковых и поршневых колец и сальников. Для предохранения материала от быстрого разрушения под влиянием «криппа», прогрессивно проявляющегося при температурах свыше 400°, все части пароперегревателя, соприкасающиеся с перегретым паром, должны быть изготовлены из молибденовой стали (с очень небольшой присадкой молибдена).

Необходимо оборудовать паровозы рациональными типами водоподогревателей с подогревом воды по меньшей мере до 100°; паровозу необходимо дать простой и надежно работающий газовый воздухоподогреватель регенеративного, а может быть и рекуперативного типа, обеспечивающий подогрев воздуха до 150°.

Конусновытяжная система должна быть высокоэффективной и обеспечивать необходимую тягу газов при минимальных противодавлениях на нерабочую сторону поршня, порядка 1,1—1,2 ата. Конус, как правило, должен иметь раздельный выпуск пара из каждого парового цилиндра.

Паровые каналы в цилиндрах для впуска и выпуска пара должны быть прямыми, короткими и просторными.

Вредное пространство цилиндров должно быть доведено до минимума ($m = 0{,}05—0{,}06$).

Кроме того, для паровоза должны быть обеспечены высокое качество питательной воды и смазки, технологически совершенный ремонт и культурный уход.

Для уменьшения вредных сопротивлений и повышения механического к. п. д. паровой машины и экипажа надо переводить буксы осей и дышловое движение на подшипники качения (роликовые или игольчатые).

Попытаемся подсчитать, что может дать паровоз в перспективе, при условии выполнения намеченной программы требований.

Подсчитаем по формуле (578) ожидаемую величину $\frac{B_m}{N_i}$ для следующих условий:

$$\varepsilon = 0{,}3;\ n = 2 \text{ об/сек};\ m = 0{,}05;\ \rho = 0{,}22;\ \sigma = 0{,}27;$$

$$\varphi = 0{,}002;\ p_1 = 15{,}0 \text{ ата};\ p_e = 1{,}2 \text{ ата};\ t_{\text{эк}} = 450^\circ,$$

$$t_e = 250^\circ.$$

Суммарная величина внутренних потерь в цилиндре:

$$q_2 = \frac{19{,}8 - 0{,}05 \cdot 250}{\sqrt{2{,}03}} = 9{,}42\,\%;$$

$$x = 0{,}6574;\ y = 1{,}3303;$$

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - 9{,}42}\left[\frac{0{,}35 \cdot 4{,}4516 - 0{,}32 \cdot 0{,}49}{8{,}265} = 5{,}054;\right.$$

$$\eta_{ia} = \frac{632}{805{,}3 \cdot 5{,}054} = 0{,}1553.$$

Оценивая величину полезной отдачи котла $\frac{B_m \lambda_{\ddot{u}}}{B_h K^{\text{н}}_{\text{р}}}$ [1] при наличии водоподогрева цифрой 0,80, механический к. п. д. машины $\eta_{\text{м}} = 0{,}95$, получим на ободе ведущих колес

$$\eta_l = 0{,}1553 \cdot 0{,}80 \cdot 0{,}95 = 0{,}1180, \text{ т. е. } 11{,}8\,\%.$$

Поднять современный паровоз на эту ступень экономичности можно и должно, и эту интереснейшую и почетную перспективную задачу мы, люди старого поколения паровозников, вложившие и свою лепту в дело развития и усовершенствования паровоза, передаем в ваши руки, молодое поколение паровозников.

---

[1] Величины $\frac{B_m \lambda_{\ddot{u}}}{B_h K^{\text{н}}_{\text{р}}} = \frac{B_m (\lambda_{\ddot{u}} - \vartheta)}{B_h K^{\text{н}}_{\text{р}}} \frac{\lambda_{\ddot{u}}}{\lambda_{\ddot{u}} - \vartheta} = \eta_{\text{к}} \cdot \xi_{\text{в}}$, где $\xi_{\text{в}}$ — поправочный коэффициент, оценивающий влияние водоподогрева.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Обозначение	Размерность	Значение
A	кг	Количество воды, перекаченное из тендера в котел за время опыта.
A_0, A_1	»	Вес воды в тендерном баке до и после опыта.
Σa	»	Потери воды за время опыта.
B_h	кг/час	Полное количество топлива, поступившее в топку.
B'_h	»	Количество фактически сгоревшего топлива.
$B_к$	»	Полная паропроизводительность котла.
B_m, $B_м$	»	Полезная (машинная) паропроизводительность котла.
Σb	кг	Суммарный служебный расход пара за опыт.
$b_ф$	»	Расход пара на пульверизацию нефти или смачивание угля за опыт.
c_p	кг/кг °С	Средняя теплоемкость газов при постоянном давлении.
D	м	Диаметр движущих и сцепных колес.
D	кг/сек	Секурдный расход пара через конус.
D_0	м	Диаметр выходного сечения дымовой трубы.
D_a	»	Диаметр узкого сечения (горловины) дымовой трубы.
$d_ц$	»	Диаметр парового цилиндра.
$d_к$	»	Диаметр выхлопного сечения круглого конуса.
$d_д$	мм	Диаметр дымогарных труб.
$d_{ж'}$	»	Диаметр жаровых труб до элементов пароперегревателя.
$d_{ж''}$	»	Диаметр жаровых труб в области элементов.
$d_э$	»	Диаметр пароперегревательных трубок.
E	кг	Расход топлива за опыт.
F_i	»	Индикаторная сила тяги.
$f_к$	м²	Площадь выхлопного сечения конуса.
H	»	Поверхность нагрева котла с пароперегревателем.
$H_к$	»	Испаряющая поверхность нагрева котла (водяная).
$H_э$	»	Поверхность нагрева пароперегревателя (газовая).
$H_т$	»	Поверхность нагрева топки.
$H^в_д$	»	Поверхность нагрева дымогарных труб (водяная).
$H^в_ж$	м²	Поверхность нагрева жаровых труб (водяная).

(Продолжение)

Обозначение	Размерность	Значение
$H_д$	»	Поверхность нагрева дымогарных труб (газовая).
$H_{ж'}$	»	Поверхность нагрева жаровых труб до элементов пароперегревателя (газовая).
$H_{ж''}$	»	Поверхность нагрева жаровых труб в области пароперегревателя (газовая).
H_0	»	Поверхность нагрева обшивки котла, соприкасающаяся с наружным воздухом.
$H_л$	»	Поверхность нагрева излучающего тела.
$H_{сл}$	»	Поверхность раскаленного угольного слоя.
$H_{св}$	»	Поверхность кирпичного свода в топке (верхняя или нижняя).
$H_п$	»	Поверхность нагрева водоподогревателя.
$H_{вп}$	»	Поверхность нагрева воздухоподогревателя.
h	м	Длина хода поршня.
$K_р^н$	ккал/кг	Теплопроизводительность топлива (рабочая низшая).
K	ккал/м²час°С	Коэффициент теплопередачи.
$l_д$	м	Длина дымогарных труб.
$l_{ж'}$	»	Длина части жаровых труб от огневой решетки до начала элементов.
$l_{ж''}$	»	Длина остальной части жаровых труб.
L_i	кг/м	Индикаторная работа.
L_0	кг/кг	Теоретический расход воздуха на 1 кг топлива.
$L_в$	»	Действительный расход воздуха на 1 кг топлива.
M	ккал/час°С	Коэффициент уравнения тепла.
N	ккал/час(°С)²	Коэффициент уравнения тепла.
N_i	л. с.	Индикаторная мощность машины паровоза.
$N_к$	»	Мощность машины, отнесенная к ободу ведущего колеса.
n	—	Число труб, число оборотов, число ходов поршня, показатель степени.
O	%	Содержание кислорода в топливе.
O_2	%	Содержание свободного кислорода в продуктах сгорания.
$P_р$	т	Вес паровоза в рабочем состоянии.
$p_к$	кг/см²	Рабочее давление пара в котле.
$p_{зк}$	»	Давление пара в золотниковой коробке (среднее).
p_i	»	Среднее индикаторное давление пара в паровом цилиндре
p_e	»	Давление выхлопного пара.
Δp	»	Падение давления пара в пароперегревателе (от коллектора до золотниковой коробки).
Q	ккал/час	Тепло.
Q_0	»	Располагаемое тепло (тепло сгорания топлива).
Q_1	»	Полезное тепло (затраченное на приготовление рабочего пара).
Q_2'	»	Потеря тепла от химической неполноты сгорания.
Q_2''	ккал/час	Потеря тепла от механической неполноты сгорания.

(Продолжение)

Обозначение	Размерность	Значение
Q_3	»	Потеря тепла с уходящими газами.
Q_4	»	Потеря на наружное охлаждение котла.
Q_5	»	Расход тепла на приготовление служебного пара.
Q_0	ккал/ход поршня	Располагаемое тепло (тепло, вносимое в цилиндр свежим паром).
Q_1	»	Полезное тепло (тепло, превращенное в механическую работу).
Q_2'	»	Потеря тепла вследствие теплообмена между паром и стенками.
Q_2''	»	Потеря тепла вследствие утечек пара через неплотности золотниковых и поршневых колец и сальников.
Q_3	»	Потеря тепла с выхлопным паром.
Q_4	»	Потеря на наружное охлаждение цилиндров.
$Q_л$	ккал/час	Тепло, излучаемое поверхностью пароперегревательных трубок на стенки жаровых труб.
$Q_т^к$	»	Тепло, передаваемое стенками топки конвекцией.
$Q_т^л$	»	Тепло, передаваемое стенками топки радиацией (излучением газового факела, раскаленного слоя топлива и кирпичного свода).
$Q_т$	»	Общее количество тепла, передаваемое в котел через поверхность нагрева топки.
$Q_д$	»	Тепло, передаваемое в котел через поверхность нагрева дымогарных труб.
$Q_{ж'}$ $Q_э$	ккал/час	Тепло, передаваемое в котел через поверхность нагрева жаровых труб.
$Q_{ш}$	»	Тепло, передаваемое пару через стенки пароперегревательных труб.
$Q_{ж''}$	»	Суммарное количество тепла, отдаваемое газами в жаровых трубах на длине $l_{ж''}$.
$Q_{вп}$	»	Тепло, расходуемое на подогрев воздуха.
$q_к$	ккал/кг	Теплота жидкости.
q_1 q_2' q_2'' q_3 q_4 q_5	%	Потери тепла, выраженные в процентах от располагаемого тепла.
R	м²	Площадь колосниковой решетки.
T, t	°С	Температуры.
T_m, $T_т$	»	Средняя температура топочного пространства.
$T_{газ}$	»	Средняя температура топочных газов.
$T_{сл}$	»	Температура поверхности раскаленного угольного слоя.
$T_{св}$	»	Температура кирпичного свода (арки).
T_0	»	Теоретическая температура горения.
T_1	°С	Действительная температура горения.

(Продолжение)

Обозначение	Размерность	Значение
$T_р$	»	Температура топочных газов вблизи огневой решетки — в месте установки термопары.
$T_р^д$, $T_р^ж$	»	Температура топочных газов вблизи огневой решетки, в месте установки темпопары, против отверстий дымогарных или жаровых труб.
T_2	»	Температура газов при входе в трубчатую часть котла.
$T_2^д$, $T_2^ж$	»	Температура газов при входе в дымогарные или жаровые трубы.
T_A	»	Температура газов при входе в область расположения пароперегревательных элементов.
$T_з$	»	Средняя температура уходящих из котла газов.
$T_з^д$, $T_з^ж$	»	Температура уходящих газов из дымогарных или жаровых труб.
T_4	»	Температура газов при входе в воздухоподогреватель.
T_5	»	Температура газов при выходе из воздухоподогревателя.
$T_д$	»	Средняя температура газов в дымогарных трубах.
$T_{ж''}$	»	Средняя температура газов в жаровых трубах в области пароперегревателя.
$t_к$	»	Температура воды в котле.
$t_и''$	»	Температура перегретого пара в коллекторе пароподогревателя.
$t_{зк}$	»	Температура перегретого пара в золотниковой коробке цилиндра.
t_e	»	Температура отработавшего в цилиндрах пара, измеренная в выхлопной трубе (средняя).
$t_п$	»	Средняя температура пара в пароперегревателе.
$t_в$	»	Температура наружного воздуха.
$t_{вп}$	»	Температура воздуха по выходе из воздухоподогревателя.
$t_{ст}$	»	Температура экрана (стенка топки или камеры догорания).
$t_х$	час	Продолжительность опытной поездки.
$t_р$	»	Время движения с открытым регулятором.
$t_з$	»	Время движения с займом у котла.
$и$	кг/ход поршня	Расход пара на один рабочий ход поршня.
U	кг/м² сек	Весовая скорость.
$U_т$	»	Весовая скорость газов в топке, рассчитанная по наименьшему проходному сечению (над лбом свода).
$U_{кд}$	»	Весовая скорость газов в камере догорания.
$U_д$	»	Весовая скорость газов в дымогарных трубах.
$U_{ж'}$, $U_{ж''}$	кг/м² сек	Весовая скорость газов в жаровых трубах.
$U_и''$	»	Весовая скорость пара в пароперегревательных трубках.
U_e	»	Весовая скорость выхлопного пара в устье конуса.
$U_{газ}$	»	Весовая скорость газов в воздухоподогревателе.
$U_{вп}$	»	Весовая скорость воздуха в воздухоподогревателе.
V	км/час	Скорость движения паровоза.

(Продолжение)

Обозначение	Размерность	Значение
$V_т$	м³	Объем топочного пространства.
$v_п$	м³/кг	Удельный объем перегретого пара в коллекторе.
$v_{зк}$	м³/кг	Удельный объем пара в золотниковой коробке.
v_e	»	Удельный объем выхлопного пара в устье конуса.
W	%	Содержание влаги в топливе.
$w_д$	м/сек	Средняя скорость течения газов в дымогарных трубах.
$w_{ж'}$, $w_{ж''}$	м/сек	Средняя скорость течения газов в жаровых трубах.
w_e	»	Скорость выхлопного пара в устье конуса.
X, x	—	Степень сухости пара.
Y	кг/м² час	Весовое напряжение площади колосниковой решетки.
$y_к$	ккал/м² час	Тепловое напряжение площади колосниковой решетки.
$Z_к$	кг/м² час	Полное напряжение испаряющей поверхности нагрева котла.
$Z_т$, $Z_м$	»	Полезное напряжение испаряющей поверхности нагрева котла.
α	ккал/м²час°С	Коэффициент теплоотдачи (стенка — жидкость).
α	—	Коэффициент избытка воздуха.
β	—	Доля газов, поступающих из топки в жаровые трубы.
β_0	—	Химическая характеристика топлива.
β'	—	Коэффициент ответвления тепла газов, протекающих по жаровым трубам в пароперегреватель.
γ	кг/м³	Удельный вес.
δ	м; мм	Толщина стенки, слоя.
Δ_1	мм вод. ст.	Разрежение в зольнике.
Δ_2	» » »	Разрежение в топке над слоем топлива.
Δ_3	» » »	Разрежение в топке у огневой решетки.
Δ_4	» » »	Разрежение в дымовой коробке у трубной решетки.
Δ_5	» » »	Разрежение вблизи струи выхлопного пара.
$\Delta_{зл}$	» » »	Сопротивление клапанов зольника.
$\Delta_{тп}$	» » »	Сопротивление огневой коробки (колосниковая решетка, слой топлива и топочный свод).
$\Delta_{тр}$	» » »	Газовое сопротивление трубчатой части котла.
$\Delta_{дк}$	» » »	Сопротивление дымовой коробки.
ε	—	Степень наполнения цилиндра паром (отсечка).
ε	—	Степень черноты излучения (характеристика относительной интенсивности излучения).
η	—	Коэффициент полезного действия паровоза.
$\eta_к$	—	К. п. д. котла.
$\eta_м$	—	Механический к. п. д. машины.
η_{ia}	—	Абсолютный индикаторный к. п. д. машины.
η_{ea}	—	Абсолютный эффективный к. п. д. машины.
η_e	—	К. п. д. конусновытяжной установки.
λ	ккал/м час°С	Коэффициент теплопроводности материала.
$\lambda_к$	ккал/кг	Теплосодержание насыщенного (влажного) котлового пара.
$\lambda_п$	»	Теплосодержание перегретого пара в коллекторе.
$\lambda_{зк}$	»	Теплосодержание перегретого пара в золотниковой коробке.

(Окончание)

Обозначение	Размерность	Значение
λ_e	»	Теплосодержание отработавшего в цилиндрах пара.
$\Delta\lambda$	»	Приращение теплосодержания пара.
μ	—	Коэффициент механической полноты сгорания топлива.
μ	кг сек/м^2	Коэффициент вязкости.
μ	—	Коэффициент отбора пара из конуса для подогрева питательной воды.
μ_0	—	Коэффициент расхода в уравнении истечения струи из насадка.
ρ	—	Степень предварения выпуска пара из цилиндра.
ρ	—	Коэффициент в уравнении мятия пара.
σ	ккал/м^2 час (°К)^4	Коэффициент лучеиспускания (константа излучения).
σ	—	Степень сжатия пара в цилиндре.
χ	—	Число рабочих ходов поршней за один оборот движущих колес.
φ	—	Коэффициент скорости в уравнении истечения струи из насадка.
φ	—	Степень видимости поверхности из точки, лежащей вне ее.
$\varphi_э$	—	Степень экранирования темпопары.
$\varphi_{сл}$	—	Степень облучения слоем раскаленного топлива нижней поверхности кирпичного свода.
$\varphi_{св}$	—	Степень облучения кирпичной кладкой (сводом) поверхности раскаленного слоя топлива.
$\varphi_э^{сл}$	—	Степень экранирования поверхности раскаленного слоя топлива.
$\varphi_э^{св}$	—	Степень экранирования поверхности кирпичного свода (верхней или нижней).
τ	°С	Температура воды в тендерном баке.
ϑ	»	Температура воды по выходе из водоподогревателя.
ϑ	»	Температура стенки поверхности нагрева со стороны воды.
Θ	»	Температура стенки жаровой трубы со стороны газов.
Θ'	»	Температура стенки пароперегревательных трубок со стороны газов.
ψ	—	Коэффициент, учитывающий качество изоляции наружной поверхности котла.
Ω	м^2	Площадь живого сечения трубок поверхностного водоподогревателя или конденсатора.
$\Omega_и$	»	Суммарная площадь парового прохода в элементах пароперегревателя.
$\Omega_д$	»	Площадь живого сечения дымогарных труб.
$\Omega_{ж'}$, $\Omega_{ж''}$	»	Площадь живого сечения жаровых труб.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Канд. техн. наук *И. И. Панов*. Академик Сергей Петрович Сыромятников (1891—1951) 5
И. И. Панов. Очерк научной деятельности акад. С. П. Сыромятникова 9
Библиография научных трудов акад. С. П. Сыромятникова 98

ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС ПАРОВОЗА

Предисловие к пятому изданию 107
Введение 109

Часть первая

Тепловая работа котла

Глава I. Зависимость между теплосодержанием газового потока и его температурой 111
Глава II. Процесс горения. Теоретически необходимое для горения количество воздуха. Коэффициент избытка воздуха 120
Глава III. Анализ дымовых газов. Определение степени избытка воздуха. Определение количества окиси углерода, содержащейся в продуктах сгорания. Определение ожидаемого состава продуктов сгорания в проектируемом паровозном котле 125
Глава IV. Теплотворная способность топлива и методы ее определения . . 133
Глава V. Располагаемое тепло. Теоретическая температура горения 140
Глава VI. Потеря тепла от химической неполноты сгорания. Установление зависимости избытка воздуха от интенсивности горения. Расчет необходимого объема огневой коробки. Роль камер догорания. Сопоставление работы паровозной и водотрубной топок. Механические потери горения и меры к их уменьшению 145
Глава VII. Действительная температура горения и ее зависимость от напряжения колосниковой решетки и коэффициента избытка воздуха 165
Глава VIII. Теплопередача. Основные понятия. Гипотезы Редтенбахера и Ранкина. Теплопередача в дымогарных трубах. Графический способ расчета и его практическое применение 168
Глава IX. Понятие о коэффициенте теплопередачи. Вывод выражения коэффициента теплопередачи через материальную стенку. Влияние кривизны стенки, материала и загрязнения стенки сажей и накипью . . 179

Глава X. Обзор опытного материала по определению коэффициентов теплопередачи. 186
Глава XI. Температуры газов и их измерение. 194
Глава XII. Влияние размеров трубчатой части котла на экономичность работы паровоза. 209
Глава XIII. Производительность топочной и трубчатой поверхности нагрева. Сложная теплопередача в топочной камере. Конвекционная и радиационная теплопередачи. Коэффициент сложной теплопередачи 215
Глава XIV. Температурный режим топки при разных форсировках. . . . 235
Глава XV. Влияние на процесс сгорания размеров площади колосниковой решетки, объема топки и камеры догорания. 240
Глава XVI. Потеря тепла с уходящими газами и методы ее определения. . 246
Глава XVII. Потеря тепла на внешнее охлаждение паровозного котла. Закон охлаждения. Влияние изоляции, котлового давления, температуры воздуха и скорости хода паровоза. 251
Глава XVIII. Служебный расход пара и методы его определения. Средние величины. 263
Глава XIX. Полезное тепло и методы его определения. 267
Глава XX. Тепловой баланс паровозного котла. Коэффициент полезного действия котла. 273
Глава XXI. Кривые паропроизводительности. Построение предположительных кривых для проектируемых паровозов. Наибольшие значения паропроизводительности для разных паровозов и видов топлива. 280
Глава XXII. Выбор величины расчетного паронапряжения котла. 286
Глава XXIII. Заем у котла, его размер и эффект. 293

Часть вторая

Перегрев пара

Глава I. Перегрев пара и даваемые им преимущества. Средние величины достигаемой экономии в расходах воды и топлива. 298
Глава II. Классификация и общее описание различных систем паровозных пароперегревателей. 301
Глава III. Схема тепловой работы котла с жаротрубным пароперегревателем. Разделение газового потока. 306
Глава IV. Теплопередача в трубчатой части котла. 311
Глава V. Определение температуры пара в промежуточных сечениях пароперегревательного элемента. 330
Глава VI. Влияние длины труб на работу перегревного паровоза. 340
Глава VII. Влияние диаметра дымогарных, жаровых и пароперегревательных труб на работу котла. 347
Глава VIII. Влияние температуры питательной воды на перегрев пара. 356
Глава IX. Пароперегреватель системы Чусова и его рабочий процесс. . . 361
Глава X. Пароперегреватель системы Элеско Е и исследование его рабочего процесса. 363
Глава XI. Пароперегревательные элементы Ноткина, Лысова, Куликовского, Формаковского, Альбрехта 372

Глава XII. Зависимость степени перегрева пара от форсировки и относительных размеров пароперегревателя 379
Глава XIII. Мятие пара в паровозных пароперегревателях 405

Часть третья

Тяга газов в паровозном котле

Глава I. Основные зависимости 413
Глава II. Газовое сопротивление котла 423
Глава III. Мощность и экономичность конусной установки 431
Глава IV. Анализ работы паровозов с конусной тягой газов 440
Глава V. Влияние типа и размеров конуса на экономичность паровоза в целом 461
Глава VI. Компоновка дымовой трубы с конусом 473

Часть четвертая

Использование отходов тепла

Глава I. Подогрев питательной воды. Схема работы водоподогревательных устройств и даваемые ими преимущества 477
Глава II. Экономия горючего, достигаемая применением водоподогревательных устройств 480
Глава III. Отбор мятого пара для подогрева питательной воды 486
Глава IV. Расчет водоподогревателей 489
Глава V. Подогрев воздуха и даваемое им повышение экономичности паровоза 494
Глава VI. Типы воздухоподогревателей, их теория и расчет 498
Глава VII. Паровоз с конденсацией пара при атмосферном давлении . . 508

Часть пятая

Тепловая работа паровой машины

Глава I. Баланс тепла в цилиндре паровой машины 515
Глава II. Утечки пара через неплотности пораспределительных органов и метод их определения 519
Глава III. Пример определения утечек пара. Средние значения величины утечек 526
Глава IV. Общие соображения о тепловых явлениях в цилиндре действительной машины 532
Глава V. Анализ Гирна 534
Глава VI. Пример применения термодинамического анализа работы паровозной машины 539
Глава VII. Опытные данные о средних величинах тепловых потерь, обусловливаемых влиянием стенок. Влияние числа оборотов машины и степени впуска пара. Меры к уменьшению тепловых потерь 546
Глава VIII. Применение перегретого пара 551
Глава IX. Применение принципа последовательного расширения пара . . 555

Библиотека ДКЖ
Свердловской железной дороги
Инв. № 138804

Глава X. Применение принципа компаунд совместно с перегревом. 558
Глава XI. Прямоточная паровая машина. 561
Глава XII. Расход пара на индикаторную лошадиную силу 564
Глава XIII. Экономичность паровоза в целом. Перспективы дальнейшего ее повышения 584
Основные обозначения. 593

Печатается по постановлению
Редакционно-издательского совета
Академии наук СССР
Составитель О. С. Федынский

*

Редактор издательства *С. С. Филимонов*
Технический редактор *Т. Ф. Соколова*

*

РИСО АН СССР № 5439. Сдано в набор 12/II 1955 г.
Подписано к печати 9/V 1955 г. Формат бумаги
$70\times108^1/_{16}$. Печатн. лист. 37,75 =51,71+1 вкл.
Уч.-издат. л. 41,1. Тираж 2000. Т-02492. Издат. № 678
Тип. зак. 1055.
Цена 30 р. 75 коп.

Издательство Академии наук СССР.
Москва, Подсосенский пер., 21

2-я типография Издательства АН СССР
Москва, Шубинский пер., 10

ИСПРАВЛЕНИЯ И ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
16	18 св.	вып. X	вып. XLIV
21	Ф-ла (33)	$Q_л = M(T_1 - T_1') + N(T_1^2 - T_1^2)$	$Q_л = M(T_1 - T_1') + N(T_1^2 - T_1'^2)$
60	15 св.	$L_ж'' = 4{,}65$ м	$L_{ж''} = 4{,}65$ м
61	15 св.	$\frac{H_ü}{H_к} = \text{const}$ и диаметрами жаровых труб — элемент Шмидта	$\frac{H_ü}{H_к} = \text{const}$ и диаметрами жаровых труб (элемент Шмидта
72	21 сн.	выпуск, X,	выпуск, XLIV,
140	Ф-ла (55)	$K = \ldots 8056 \cdot C = 24160$ Н	$K = \ldots 8056 \cdot C + 24160$ Н
306	8 сн.	$Q_{T_2}^д = (1-\beta) MT_з^{д2} (1-\beta) NT_з^{д2}$	$Q_{T_2}^д = (1-\beta) MT_з^д + (1-\beta) NT_з^{д2}$
591	Подпись под фиг. 315	δ — полезная работа — 8%	δ — полезная работа — 6%

30.9.75k

С. П. СЫРОМЯТНИКОВ * ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС ПАРОВОЗА