



СИБИРСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
имени Ф. Э. Дзержинского

Проф. Н. И. Карташов

+2

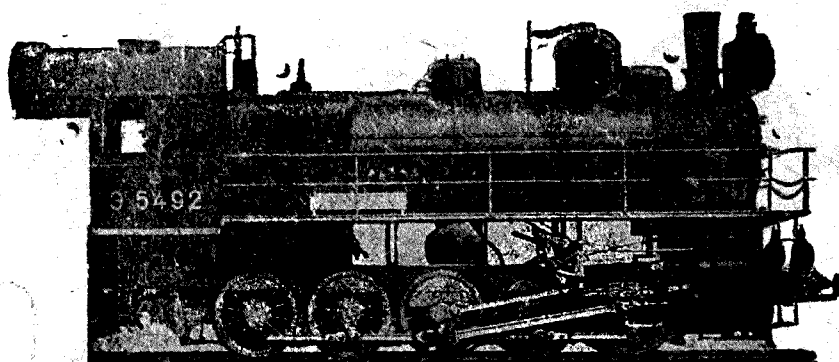
ПАРОВОЗОСТРОЕНИЕ

III.

Тепловой баланс паровозного котла

(Пример: Паровоз серии Э.О.5.0.)

126-126



Издание Студкооператива С. Т. И.

ТОМСК

1928

СИБИРСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
имени Ф. Э. Дзержинского

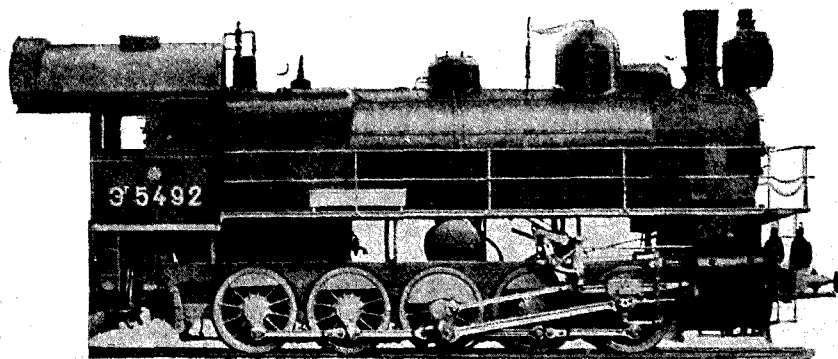
Проф. Н. И. Карташов

ПАРОВОЗОСТРОЕНИЕ

III.

Тепловой баланс паровозного котла

(Пример: Паровоз серии Э.О.5.О.)



Издание Студкооператива С.Т.И.

ТОМСК

1928

При проектировании паровозов главные размеры котла определяются на основании известных эмпирических данных, приводимых в соответствующих курсах, но при этом получаются только приблизительные данные ("Первое приближение"), так как практика обыкновенно дает довольно широкие цифровые пределы. Чтобы не впасть в крупную ошибку, могущую оказать резкое отрицательное влияние на эксплуатационные результаты, необходимо выбранные размеры проверить путем производства теплотехнического исследования (подведения теплового балласта) и если при этом получаются результаты, не соответствующие предположенным (например, недостаточный перегрев пара), то придется размеры котла изменить надлежащим образом и произвести указанное исследование заново. ("Второе приближение") и т.д.

Метод теплотехнического исследования паровозного котла, дающий полную картину происходящих явлений и весьма точный по своим результатам, разработан трудами целого ряда ученых (Гриневецкого, Чельтейна, Раевского, Сыромятникова и др.) и изложен во II части курса паровозов проф. Чартакова ("Теория и конструкция паровозного котла", глава VIII), в соч. проф. Сыромятникова "Тепловой процесс паровоза" и др.

В настоящем выпуске приводится пример теплотехнического исследования, причем взят существующий паровоз серии Э 0.5.0* и чтобы оперировать с данными, фактически существующими, тактовые взяты из результатов одной из опытных поездок, произведенных под руководством проф. Ломоносова.

Заметим, что опыты, производимые у нас проф. Ломоносовым над паровозами, отличаются исключительной точностью, не уступающей опытам лабораторным и их данные могут служить для проверки выводов, получаемых путем расчета. Поэтому можно было брать, в качестве примера, любую поездку безразлично. Взята № 1821**).

Приводим следующие необходимые данные:

*) Котел одинаков, понятно, и для проектируемых паровозов, но только вместо указанных размеров приходится брать размеры котла, проектируемые или предполагаемые.

**) Ломоносов, "Паровозы Э, Э¹ и Э²." 1924. (Серия) стр. 138- (Приложения).

1. РАЗМЕРЫ КОТЛА ПАРОВОЗА СЕРИИ Э 0.5.0.

Взяты по альбому Луганского завода.

Поверхность нагрева м², омываемая

		Газами.	Водой.
Топки	(Н _т)	17,65	18,10
Дымогарных труб	(Н _д)	123,90	137,30
Жаровых труб	(Н _ж)	49,40	52,60
Пароперегревателя	(Н _п ^в)	53,80	-

Число дымогарных труб..... $n_d = 184$.

" жаровых " $n_j = 27$.

Диаметр дымогарных труб..... = 46/51 мм.

" жаровых " = 125/133 "

" труб перегревателя = 29/36 "

Манометрическое давление во время поездки - 12,7.

Площадь колосниковой решетки $G = 4,46$ м².

II. ОПЫТНЫЕ ДАННЫЕ ПОЕЗДКИ № 1821.

Время производства поездки 23.IX.1915.

Место → участок Семтяновка-Бехановка Сев. Дон. ж. д.

Погода → небольшой туман. Температура наружного воздуха = $t_0 = 16,5^{\circ}\text{C}$.

Вес вагонов в тоннах = 675.

Вес паровоза и тендера с запасами воды и топлива = 125 т.

Средние данные:

Средняя скорость $V = 14,9$ км/час.

" температура пара в золотниковой коробке $t' = 278^{\circ}\text{C}$ (колебалась в пределах $248 - 290^{\circ}$).

" индикаторная сила тяги $F_i = 12540$ кг. (пределы - 11920 - 12860 кг).

Разрежение в дымовой коробке в мм. водяного столба (среднее) - 85 мм.

Средний состав газов, определенный ко объемному анализу прибором Орси:

$\text{CO}_2 - 12,1\%$; $\text{CO} - 0,1\%$ и $\text{O} - 6,0\%$.

Коэффициент избытка воздуха, вычисленный по формуле:

$$1 + \alpha = \frac{1}{\frac{O - \frac{1}{2} \cdot CO}{1 - 3,77 \frac{N}{N}}}$$

где $N = 100 - (CO_2 + CO + O)$, равен 1,38.

Температура в дымовой коробке у дымогарных труб $T_d = 295$ (колебалась в пределах $287^\circ - 301^\circ$).

Интенсивность парообразования 1 м² испаряющей (водной) поверхности нагрева в килограммах в час, $z_k = 30,8$.

П р и м е ч а н и е. При расчетах делаются ссылки на формулы, помещенные в "Курсе паровозов" Проф. Карташова, ч. II. (Теория и конструкция паровозного котла).

Вывод формул не производится и считается известным из упоминаемого курса.

III. ТОПЛИВО И ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ.

Уголь Екатериносско-Донецкого Т-аа:

$C = 75,4\%$; $H = 3,1\%$; $S = 2,0\%$; $O + N = 4,4\%$, т.е. $O = 4,4\% - 1,0\% = 3,4\%$; $A(\text{зола}) = 11,3\%$ и $W(\text{влаги}) = 3,8\%$.

По формуле Германский-Лихенеров полезная теплотворная способность угля =

$$K_n = 81 \cdot C + 290 \cdot \left(H - \frac{O}{8}\right) + 25 \cdot S - 6 \cdot W = 81 \cdot 75,4 + 290 \cdot \left(3,1 - \frac{3,4}{8}\right) + 25 \cdot 2 - 6 \cdot 3,8 = 6912 \text{ кал.}$$

Теоретически необходимое количество воздуха:

$$L_0 = 0,0431 \cdot \left[\frac{8}{3} C + 8, H + S - O\right] = 0,0431 \left[\frac{8}{3} \cdot 75,4 + 8 \cdot 3,1 + 2 - 3,4\right] = 9,67 \text{ килограмма}$$

или

$$V_0 = \frac{L_0}{1,293} = 7,48 \text{ куб. метра.}$$

По Менделееву:

$$L_0 = \frac{K_n}{714} = \frac{6912}{714} = 9,68 \text{ кг.}$$

(почти полное совпадение) и

$$\dot{V}_o = \frac{K_n}{900} = \frac{6912}{900} = 7,68 \text{ м}^3.$$

Коэффициент избытка воздуха α находим по средним данным анализа газов поездки:

$$\text{CO}_2 = 12,1\%; \quad \text{CO} = 0,1\% \text{ и } \text{O} = 6,0.$$

$$\text{Отсюда: } N = 100 - (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{O}) = 81,8\%$$

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79 \cdot \frac{0,05 \cdot \text{CO}}{N}} = \frac{21}{21 - 79 \cdot \frac{6,0 - 0,5 \cdot 0,1}{81,8}} = 1,38.$$

Количество продуктов сгорания от 1 kg топлива:

$$G_B = \alpha \cdot L_o + (1 - \alpha) = 1,38 \cdot 9,67 + (1 - 0,113) = 14,23 \text{ kg}.$$

Состав газов (по формулам 21):

$$G_{\text{CO}_2} - \text{углекислоты } (1 + \frac{8}{3}) \cdot C = (1 + \frac{8}{3}) \cdot 0,754 = 2,75 \text{ kg}^*)$$

$$G_{\text{H}_2\text{O}} - \text{паров воды } 9H + W = 9 \times 0,031 + 0,038 = 0,32 \text{ kg}$$

$$G_{\text{S}_2\text{O}_2} - \text{сернистой кислоты} - 2 \cdot S = 2 \times 0,02 = 0,04 \text{ kg}$$

$$G_o - \text{кислорода} \quad 0,23(\alpha - 1) \cdot L_o = \\ = 0,23(1,38 - 1) \cdot 9,67 = 0,84 \text{ kg}$$

$$G_N - \text{азота} \quad 0,77 \cdot \alpha \cdot L_o + N = \\ = 0,77 \times 1,38 \times 9,67 + 0,01 = 10,28 \text{ kg}$$

$$\text{В с е г о } G_B = 14,23 \text{ kg}.$$

Средняя теплоемкость этих продуктов сгорания (от 1 kg топлива) во формулам (25):

$$C_p^o = G_{\text{CO}_2} \times C_p' + G_{\text{H}_2\text{O}} \times C_p'' + (G_{\text{S}_2\text{O}_2} + G_o + G_N) \cdot C_p''' = \\ = (2,75 \times 0,2075 + 0,32 \times 0,451 + 11,16 \times 0,235) + \\ + (2,75 \times 0,0000472 + 0,32 \times 0,0000492 + 11,16 \times \\ \times 0,000019) \cdot t = 3,33 + 0,000358 \cdot t.$$

*) Пренебрегая 0,1 % CO. Бол в поиме - надо разделить в отношении $\text{CO}_2 : \text{CO}$.

IV. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРАКТИЧЕСКАЯ ТЕМПЕРАТУРА СГОРАНИЯ.

Находится из выражения (предполагая отсутствие потерь):

$$T_0 = \frac{K_{\text{п}}}{C_{\text{Р}}^0}$$

или:

$$6912 = C_{\text{Р}}^0 \cdot T_0 = 3,33 \cdot T_0 + 0,000358 \cdot T_0^2.$$

Откуда: $T_0 = 1750^\circ$

Учитывая потери, находят практическую температуру горения:

$$T_1 = \frac{1000}{0,35(\alpha + 0,0003 \cdot y) + 0,12}$$

Взяв $\alpha = 1,25$, находим при различной форсировке отопления y (т.е. количестве kg топлива, сжигаемого на 1 м^2 площади колосниковой решетки в час):

для y	= 150	200	250	300
T_1	= 1739	1729	1713	1698

Таким образом при том же избытке воздуха α температура падает незначительно: при увеличении y вдвое с 150 до 300 — только на 41° .

Но если взять α больше, например, $= 1,5$, то имеем:

при y	= 150	200	250	300
T_1	= 1509	1500	1490	1478

т.е. разница доходит, например, для $y = 150$, до 230° . Таким образом влияние α на температуру в несколько раз больше, чем y , почему и надо заботиться, чтобы не было прогаров и пр.

Для разбираемой поездки средняя интенсивность парообразования $z = 30,8 \text{ kg/м}^2$ и по паспортным кривым $z = f(y)$ паровоза Э для этого угля находим y (интенсивность сгорания или форсировки отопления) $= 200 \text{ kg/м}^2\text{ч}$.

Поэтому находим:

$$T_1 = \frac{1000}{0,35 \cdot (1,38 + 0,0003 \times 200) + 0,12} = 1602^\circ.$$

При $y = 200 \text{ kg}$ механические и химические потери, в общей сложности, $= 10\%$ *) сжигаемого топлива, т.е. фактически сго-

*) В зависимости от интенсивности отопления y эта цифра колеблется в довольно широких пределах: механические потери от 4 до 14%, химические от 2 до 5%.

рело 0,9 заброшенного топлива B_H .

Имеем:

заброшено: $4,46 \times 200 = B_H = 892$ кил. в час.

фактически сгорело: $B'_H = 0,9 B_H = 803$ кг.

Так как в указанном коэффициенте 0,9 уже включены и химические потери, то при расчете можно считать, что сгорело только 803 кг., но совершенным образом, развивая температуру 1750° . Этим методом держался проф. А.С. Раевский, проектируя паровоз серии М на Путиловском заводе.

У. КОЛИЧЕСТВО РАСПЕЧАТАННОГО ТЕПЛА И УП-НЕ ТЕПЛА.

Г. По методу Раевского (ур-ия 33 и 34).

Количество газов при сгорании 1 кг. топлива $= G_B = 14,23$ кг. и их теплоемкость $= C_p^0 = 3,33 + 0,000358.t = a + bt$, следовательно, теплоемкость всего газового потока равна:

$$Q = MT + NT^2,$$

где $M = 3,33.B'_H$ и $N = 0,000358.B'_H$

Так как $B'_H = 803$ кг. то уравнение тепла будет:

$$\begin{aligned} Q &= 3,33 \times 803.T + 0,000358 \times 803.T^2 = \\ &= 2674.T + 0,287.T^2 \dots \dots \dots (1). \end{aligned}$$

Вообще же $B'_H = \eta_1 . 4,46.y$, где η_1 — коэффициент полезного действия сгорания, меняющийся с у.

Таким образом величины М и N, а следовательно и уравнение тепла, меняется для каждого частного случая. При проектировании иногда задается вообще $\eta_1 = 0,85$ (т.е. 15% потери для занаса) и тогда получили бы:

$$B'_H = 0,85 . 4,46.y.$$

Теперь имеем:

y =	150	200	250	300
$B'_H =$	570	760	950	1140
M =	1898	2530	3164	3796
N =	0,204	0,272	0,340	0,408

Располагаемое тепло Q_0 равно:

$$Q_0 = B'_h \cdot K_h = 803 \times 6912 = 5\,550\,336 \text{ кал.}$$

При этом, как сказано, предполагается, что температура сгорания = теоретической, а потому находим иначе из уравнения (1) тепла:

$$Q_0 = 2674 \times 1750 + 0,287 \times 1750^2 = 5\,558\,436 \text{ кал.}$$

Разница только 8 100 кал. (0,14%).

Теплоемкость газов находим по уравнению: $C_p^\circ = 3,33 + 0,000358 \cdot t$ и для $t = 1750^\circ$ имеем теплоемкость 1 кг. газов

$$C_p^\circ = \frac{3,33 + 0,000358 \times 1750}{14,23} = 0,289 = C_p.$$

По формуле проф. Ломшакова:

$$C_p = 0,24 + 0,00003 \cdot t = 0,24 + 0,00003 \cdot 1750 = 0,292.$$

Разница только в 3-м знаке.

Количеством тепла, вносимым наружным воздухом, пренебрегаем, т.е., считаем его температуру $= 0^\circ$. Но оно вообще ничтожно и ни можно всегда пренебречь, например, при его температуре $= 15^\circ$ — находим количество вносимого тепла:

$$Q_{\text{воз}} = 2674 \cdot 15 + 0,287 \cdot 15^2 = 40175 \text{ калорий,}$$

что составляет 0,72% от Q_0 .

По атому методу, т.е. при проектировании, приходится задаваться наперед:

- избытком воздуха α ($= 1,4 - 1,5$);
- напряжением отопления y , исходя, например, из тех соображений, что при данной площади колосниковой решетки G (м^2), величина забрасываемого топлива $G \cdot y$ в кг/час не должна быть больше 1800 — 2000 кг (предел работы одного кочегара) и
- количеством потерь при горении, например 10—15%.

II. Когда обследуется существующий паровоз, то имеем:

1) сыпные данные об анализе газов, например, приведенные выше данные: $\text{CO}_2 = 12,1\%$; $\text{CO} = 0,1\%$; $\text{O} = 6,0\%$ и $\text{N} = 81,8\%$ и количество B_h топлива, загружаемое в топку, например, у нас $= 4,46 \times 200 = 892$ кг.

Опыт же дает коэффициент сжигания топлива, например 0,9 и тогда $B'_h = 0,9 B_h = 803$ кг.

Тогда коэффициенты М и N уравнения тепла будут другие и мы их находим по формулам (96):

$$M = B_H \cdot [0,5499 \cdot \frac{C}{CO_2 + CO} + 0,0021 \cdot C \cdot \frac{CO_2}{CO_2 + CO} + 0,0406 \cdot H + 0,0045 \cdot W] .$$

и

$$N = B_H \cdot [0,0445 \cdot \frac{C}{CO_2 + CO} + 0,0013 \cdot C \cdot \frac{CO_2}{CO_2 + CO} + 0,0044 \cdot H + 0,0005 \cdot W] \dots$$

Подставляя сюда вместо С, Н, W, CO₂ и CO приведенные выше величины, находим:

$$M = 803 \cdot [0,5499 \cdot \frac{75,4}{12,1 + 0,1} + 0,0021 \times 75,4 \times \frac{12,1}{12,1 + 0,1} + 0,0406 \times 3,1 + 0,0045 \times 3,8] = 2969 .$$

$$N = \frac{803}{1000} \cdot [0,0445 \cdot \frac{75,4}{12,1 + 0,1} + 0,0013 \times 75,4 \times \frac{12,1}{12,1 + 0,1} + 0,0044 \times 3,1 + 0,0005 \times 3,8] = 0,311 .$$

У р а в н е н и е т е п л а б у д е т :

$$Q = 2969 \cdot T + 0,311 \cdot T^2 \dots \dots \dots (2)$$

Это первое основное уравнение, по которому производится весь баланс тепла.

Отсюда находим начальную, действительную температуру, беря за располагаемое тепло величину:

$$Q_0 = B'_H \cdot K_n = 803 \times 6912 = 5550336 \text{ кал} \dots \dots \dots (3)$$

Тогда имеем:

$$B'_H \cdot K_n = M \cdot T_1 + N \cdot T_1^2 ,$$

откуда:

$$T_1 = \frac{\sqrt{M^2 + 4NB'_H \cdot K_n} - M}{2N} = 1601^\circ \dots \dots \dots (4)$$

По эмпирической формуле выше мы нашли $T_1 = 1602^\circ$. Полное совпадение.

Данные (2), (3) и (4) и возьмем в основу последующих вычислений.

В. БАЛАНС ТОПКИ.

Поверхность топки $H_T = 18,1 \text{ м}^2$.

Коэффициент теплопроводности зависит от $\frac{G}{H_T}$, u и α .

У нас $\frac{G}{H_T} = 0,246$, т.е. соответствует паровозу С (1.3.4), у которого для аналогичных условий находим $K_T = 167,5$.

Эта величина точно подходит к вычисленной по формуле (См. Сыромятников. "Исследование рабочего процесса паровозного котла и перегревателя." Берлин. 1923. Стр. 51. Формула 58)

$$K_T = 41 \cdot u^{0.55} \cdot \frac{G}{H_T} = 41 \cdot 200^{0.55} \cdot \frac{4,46}{18,1} = 166,0^*)$$

При изучении теплового баланса из поверхности топки H_T надо вычесть боковую поверхность топлива. При периметре топки = 8,56 м. и толщине слоя топлива = 25 см находим эту поверхность = $8,56 \cdot 0,25 = 2,18 \text{ м}^2$, почему берем испаряющую поверхность топки равною:

$$18,1 - 2,18 = \text{около } 16 \text{ м}^2 = H_T.$$

У р а в н е н и е т е п л о п е р е д а ч и таково (уравнение (53) "Курса паровозов" ч. II. Прсф. Карталона):

$$(M + 2Nt_k) \cdot \lg_n \cdot \frac{T_1 - t_k}{T_x - t_k} + 2N(T_1 - T_x) = K_x \cdot H_x \dots (5)$$

представляющее второе основное уравнение для производства баланса котла.

Здесь t_k — температура воды в котле, T_1 и T_x — начальная и конечная температура газового потока в пределах разбираемого участка, H_x — поверхность участка и K_x — коэффициент теплопередачи на этом участке.

Отсюда находим искомую величину температуры T_x .

Подставляя для топки вместо T_1 начальную найденную температуру = 1601° вместо $t_k = 190^\circ$ и остальные определенные

*) По формуле Нольмэйна, измененной Сыромятниковым,

$$K_T = 2 + 2\sqrt{u} + 0,0308 \cdot \frac{G}{H_T} \sqrt{u} (T_1 - t_k) = 2 + 2\sqrt{200} +$$

+ $0,0308 \times 0,246 \times \sqrt{200} \times (1601 - 190) = 180$. Разница = 7%
Принимая данные для существующих паровозов — повидимому первая цифра точнее, т.е. $K_T = 166$.

уже величины, получаем уравнение теплопередачи для топки:

$$[2969 + 2.0,311.190] \cdot \lg_n \cdot \frac{1601 - 190}{T_2 - 190} + 2.0,311 \cdot$$

$$(1601 - T_2) = 16,0.166.$$

Отсюда находим температуру у задней решетки:

$$T_2 = 884^\circ.$$

П р и м е ч а н и е. Приводим еще расчет температуры T_2 по формуле (118 курса паровозов):

$$T_2 = 336. \left(\frac{B'_H \cdot K_n}{10000 \cdot H_T} \right)^{0,3} - 0,0001 \left(\frac{B'_H \cdot K_n}{10000 \cdot H_T} \right)^3.$$

Находим:

$$T_2 = 336. \left(\frac{892.6912}{10000 \cdot 18,1} \right)^{0,3} - 0,0001 \left(\frac{892.6912}{10000 \cdot 18,1} \right)^3 =$$

$$\approx 964^\circ.$$

Нами найдено выше 884° . Отклонение 9%.

Количество тепла Q_T , переданного воде через поверхность топки из общего выражения (уравнение 101 "Курса паровозов"):

$$Q_1 - Q_2 = M \cdot (T_1 - T_2) + N \cdot (T_1^2 - T_2^2) \dots \dots \dots (6)$$

где Q_1 — начальное количество тепла и Q_2 — конечное и T_1 и T_2 — начальная и конечная температура для данного участка. Для топки имеем:

$$Q_T = 2969 \cdot [1601 - 884] + 0,311 \cdot [1601^2 - 884^2] =$$

$$= 2\ 682\ 895 \text{ калорий},$$

что составляет 48,3% располагаемого тепла.

Таким образом по уравнению (2) передается дальше, т.е. входит в дымогарные и жаровые трубы, тепла:

$$Q'_T = 2969 \cdot 884 + 0,311 \cdot 884^2 = 2\ 867\ 628 \text{ калория}$$

или 51,7%.

УИ. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ГАЗОВОГО ПОТОКА МЕЖДУ ТРУБАМИ.

а) Простейший способ.

Диаметр дымогарных труб (внутренний) = 46 мм и их число $n_d = 184$, почему их живое сечение:

$$\omega_d = 184 \cdot \frac{\pi \cdot 46^2}{4} = 305\,808 \text{ мм}^2 = 0,306 \text{ м}^2.$$

Внутренний диаметр жаровых труб = $d_{ж} = 125$ мм и их число $n_{ж} = 27$. Перегреватель Шмидта имеет 4 трубки внешнего диаметра $d_{пер} = 36$ мм, следовательно их живое сечение:

$$\omega_{ж} = 27 \times \left(\frac{\pi \cdot 125^2}{4} - 4 \cdot \frac{\pi \cdot 36^2}{4} \right) = 221\,400 \text{ мм}^2 = 0,221 \text{ м}^2.$$

Поэтому:

$$\beta = \frac{\omega_{ж}}{\omega_d + \omega_{ж}} = 0,42 \text{ и } (1 - \beta) = 0,58.$$

б) Способ Раевского А. С.

$$\frac{1 - \beta}{\beta} = \frac{v_d \cdot \omega_d}{v_{ж} \cdot \omega_{ж}} = \frac{v_d}{v_{ж}} \cdot \frac{305\,808}{221\,400} = 1,38 \frac{v_d}{v_{ж}}.$$

Для определения скорости по § 42 курса находим гидравлические радиусы дымогарных труб:

$$(r_i)_d = \frac{d_d}{4} = \frac{46}{4} = 11,5 \text{ мм.}$$

Жаровых труб:

$$(r_i)_{ж} = \frac{\frac{\pi \cdot d_{ж}^2}{4} - 4 \cdot \frac{\pi \cdot d_{пер}^2}{4}}{\pi \cdot d_{ж} + 4 \cdot \pi \cdot d_{пер}} = 9,7 \text{ мм.}$$

$$C_d = \frac{87}{1 + \frac{1,19}{\sqrt{11,5}}} = 63,9$$

$$C_{ж} = \frac{87}{1 + \frac{1,19}{\sqrt{9,7}}} = 63,0$$

Коэффициенты, определяемые по формуле Баеена (103 - курса)

$$C = \frac{87}{1 + \frac{\gamma}{\sqrt{r_i}}}$$

где γ - плотность газа = 1,19.

а потому:

$$\frac{v_d}{v_{ж}} = \frac{C_d \sqrt{(r_i)_d}}{C_{ж} \sqrt{(r_i)_{ж}}} = \frac{63,9 \sqrt{11,5}}{63,0 \sqrt{9,7}} = 1,08.$$

и

$$\frac{1 - \beta}{\beta} = 1,38 \times 1,08 = 1,49.$$

Откуда:

$$\beta = 40,0\% \quad \text{и} \quad (1 - \beta) = 60,0\%.$$

с) П с С ы р о м я т н и к о в у.

По формуле (104 - курса) имеем:

$$\frac{1}{11,5} \times \left(\frac{1 - \beta}{305 \ 808} \right)^2 = \frac{1}{9,7} \times \left(\frac{\beta}{221 \ 400} \right)^2$$

Решая относительно β находим полное совпадение с приведенными цифрами, т.е.:

$$\beta = 0,40 \text{ или } 40\% \quad \text{и} \quad (1 - \beta) = 0,60 \text{ или } 60\%.$$

Таким образом последние два способа равноценны, первый же дает величины, отклоняющиеся только на 2%, но он значительно проще и при предварительных подсчетах, когда, вообще, все расчеты ведутся с точностью 5-8% и менее - он вполне применим.

УІІІ. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДЫМОГАРНЫХ ТРУБ.

На основании предыдущих подсчетов находим, что из тепла Q_t в дымогарные трубки передается 60%, т.е.:

$$0,6 \times 2.867 \ 628 = 1 \ 720 \ 577 \text{ калорий.}$$

Находим коэффициент их теплопередачи (Формула 55 курса):

$$K_d = 6 + 4,4 \sqrt{v_d}$$

v_d находим по формуле (58 курса):

$$v_d = (1 - \beta) \cdot \frac{1,07 \times B_h' \times G_a \times 29,27 \cdot T_{abs}}{3600 \cdot 10000 \cdot \omega_d} =$$

$$= 0,60 \cdot \frac{1,07 \times 873 \times 14,23 \times 29,27 \cdot (884 + 273)}{3600 \times 10000 \times 0,305} = 22,54 \text{ м/сек}$$

Следовательно:

$$K_d = 6 + 4,4 \sqrt{22,54} = 26,9 \text{ кал/м}^2\text{час.}^{\circ}.$$

Теперь пишем уравнение теплопередачи (5) для нашего участка:

$$0,60 \cdot [2969 + 2 \times 0,311 \times 190] \cdot \log_n \frac{884 - 190}{T_3^A - 190} + \\ + 0,60 \times 2 \times 0,311 (884 - T_3^A) = 26,9 \times 137,3.$$

Откуда температура газов при выходе из дымогарных трубок

$$T_3^A = 297^{\circ}.$$

Фактически было наблюдеено при опытах — 295° . Полное совпадение.

Количество тепла, переданного здесь воде:

$$Q_d = 0,60 [2969 \cdot (884 - 297) + 0,311 \cdot (884^2 - 297^2)] = \\ = 1\,175\,041 \text{ калорий или } 21,17 \%.$$

Унесено в трубу:

$$Q'_d = 0,60 \cdot [2969 \cdot 297 + 0,311 \cdot 297^2] = 545\,535 \text{ кал. или } 9,82 \%$$

IX. ИСПАРИТЕЛЬНЫЙ ПРОЦЕСС ЖАРОВЫХ ТРУБ.

а) Первая часть — до перегревателя. В жаровые трубы вступило $0,40 \times Q'_T = 1\,147\,051$ калорий. Ее сечение переменное (труба обжата). При длине этой части 600 мм и числе жаровых труб $n_x = 27$ имеем их испаряющую поверхность = $5,9 \text{ м}^2$.

Беря средный диаметр = 112 мм, находим живое сечение первой части труб = $\omega'_x = 0,266 \text{ м}^2$, и тогда скорость движения газов в этой части:

$$v'_x = 0,40 \cdot \frac{1,07 \times 803 \times 14,23 \times 29,27 (884 + 273)}{3600 \times 10000 \times 0,266} = \\ = 17,27 \text{ м/сек.}$$

Следовательно, коэффициент теплопередачи по уравнению 63 курса:

$$K'_x = 4,83 + 3,54 \sqrt{17,27} = 19,55 \text{ кал/м}^2\text{.ч.}^{\circ}.$$

Уравнение же теплопередачи будет:

$$0,40 \cdot [2969 + 2 \times 0,311 \times 190] \cdot \lg_n \frac{884 - 190}{T_n - 190} +$$

$$+ 0,40 \times 2 \times 0,311 \cdot [884 - T_n] = 19,55 \times 5,9.$$

Отсюда находим температуру газового потока у перегревателя:

$$T_n = 829^\circ.$$

Количество переданного воде тепла:

$$Q'_x = 0,40 \cdot [2969 (884 - 829) + 0,311 \cdot (884^2 - 829^2)] =$$

$$= 77038 \text{ калорий или } 1,38 \text{ т.}$$

Передается дальше:

$$0,4 \cdot (2969 \times 829 + 0,311 \times 829^2) = 1\,070\,261 \text{ кал.}$$

Дальнейшее рассмотрение весьма сложно, ввиду сложности происходящих здесь явлений.

Сначала изложим расчет по методу Раевского.

Предполагается, что газовый поток "разделяется" (теоретически, понятно) на две части в отношении $\gamma/(1-\gamma)$ и участвовать в испарении будет только 1-я часть (γ -ая). Величину ее находим из уравнения:

$$\frac{\gamma}{1-\gamma} = \frac{H_x'' \cdot K_x''}{H_0'' \cdot K_0''},$$

где H_x'' — оставшаяся часть поверхности нагрева жаровых труб = $52,6 \text{ м}^2 - 5,9 \text{ м}^2 = 46,7 \text{ м}^2$.

По предыдущему находим $v_x'' = 18,8 \text{ м/сек.}$

Следовательно, коэффициент теплопередачи жаровых труб:

$$K_x'' = 4,33 + 3,54 \sqrt{18,8} = 20,0 \text{ кал/м}^2\text{ч.}^\circ.$$

Поверхность нагрева перегревателя:

$$H_0'' = 53,8 \text{ м}^2.$$

Коэффициент его теплопроводности находим по формуле (86) курса:

$$K_0 = 21 \cdot \left(\frac{\beta \cdot B_n}{H_0'' + H_x''} \right)^{0,7} = 21 \cdot \left(\frac{0,40 \cdot 803}{53,8 + 52,6} \right)^{0,7} =$$

$$= 21 \cdot 3,02^{0,7} = 45,36 \text{ кал/м}^2\text{ч.}^\circ.$$

Таким образом:

$$\frac{\gamma}{1-\gamma} = \frac{46,7 \times 20,0}{53,8 \times 45,36} = 0,382.$$

Следовательно:

$$\gamma = 0,276 \text{ и } (1 - \gamma) = 0,724.$$

Теперь находим температуру испарительного потока в дымовой коробке:

$$0,40 \cdot 0,276 \left\{ (2969 + 2 \times 0,311 \times 190) \cdot \lg \frac{829 - 190}{T_3^* - 190} + 2 \times 0,311 (829 - T_3^*) \right\} = 46,7 \times 20,0.$$

Откуда:

$$T_3^* = 237^\circ.$$

Передано воде:

$$Q_{\text{ж}}'' = [2969 (829 - 237) + 0,311 (829^2 - 237^2)] \cdot 0,40 \cdot 0,276 = 215\,712 \text{ калорий или } 3,88 \, \%.$$

Унесено в трубу:

$$Q_{\text{ж}}''' = 0,40 \times 0,276 \cdot [2969 \times 237 + 0,311 \times 237^2] = 79612 \text{ калорий или } 1,43 \, \%.$$

Х. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ.

Его поверхность = $F_{\text{ц}} = 53,8 \text{ м}^2$ и коэффициент теплопроводности = $45,36 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ$.

Что-бы применить уравнение теплопередачи, надо знать среднюю температуру получающего тепло тела.

Сна взята:

$$t = \frac{t_k + t_{\text{ц}}}{2};$$

где $t_k = 190$ и $t_{\text{ц}} =$ температуре перегретого пара.

Здесь могут быть два случая:

1) пароеоз дан, спиты произведены, следовательно имеем $t_{\text{ц}}$. Для нашего примера $t_{\text{ц}} = 278^\circ$ в паропроводной трубе. Прибавляя 5° на потери - находим в коллекторе 283° и тогда:

$$t = \frac{190 + 283}{2} = 236^\circ.$$

По общему правилу пишем уравнение теплопередачи:

$$0,40 \times 0,724 \cdot [(2969 + 2 \times 0,311 \times 236) \cdot \lg \frac{829 - 236}{T_{\text{пер}} - 236} + 2 \times 0,311 \cdot (829 - T_{\text{пер}})] = 53,8 \times 45,36 \dots\dots\dots (7)$$

Откуда находим температуру выходящего в дымовую коробку перегревательного потока:

$$T_{\text{пер}} = 280^{\circ}$$

Передано перегревателю:

$$Q_{\text{пер}} = 0,40 \times 0,724 \cdot [2969 \cdot (829 - 280) + 0,311(829^2 - 280^2)] = 526 \ 878 \text{ калорий или } 9,49 \ %.$$

Унесено в дымовую коробку:

$$Q'_{\text{пер}} = (2969 \times 280 + 0,311 \times 280^2) \cdot 0,40 \times 0,724 = 248 \ 156 \text{ калорий или } 4,47 \ %.$$

Общая температура газового потока из жаровых труб:

$$T'_3 = 0,276 \times 237^{\circ} + 0,724 \times 280^{\circ} = 268^{\circ} \quad *)$$

Итак теперь мы можем свести ОБЩИЙ БАЛАНС ГАЗОВОГО ПОТОКА.

1) Передано воде котла:

через поверхность топки ...	2 682,895, кал.	или 48,30 %
" дымогарные трубки ...	1 175 041 кал.	или 21,17 %
" 1-ю часть жар.труб ...	77 038 кал.	или 1,38 %
" 2-ю " " "	215 712 кал.	или 3,88 %
	<hr/>	
	4 150 686 кал.	или 74,73 %

2) Передано пару в перегреватель-

526 878 калорий или 9,49 %.

3) Унесено в трубу:

через дымогарные трубы	545 535 кал.	или 9,82 %
через испарительный по-		
ток жаровых труб	79 612 кал.	или 1,43 %
через перегревательный.	248 156 кал.	или 4,47 %
	<hr/>	
	873 303 кал.	или 15,72 %

В с е г о

99,94 %

*) Среднюю температуру в дымовой коробке можно считать:

$$T_3 = 268 \times 0,40 + 297 \times 0,60 = 285^{\circ}.$$

Невязка баланса только 0,06 %.

Таким образом передано воде и пару - 84,28 %.

Из них около 3% теряется через обшивку.

Для построения диаграммы Сенкеу'я делаем такой пересчет:

В топливе заключено тепла 100 %. Из них механических и химических потерь - 10 %, т.е. утилизировано 90%, каровые и переданы газовому потоку.

Из них:

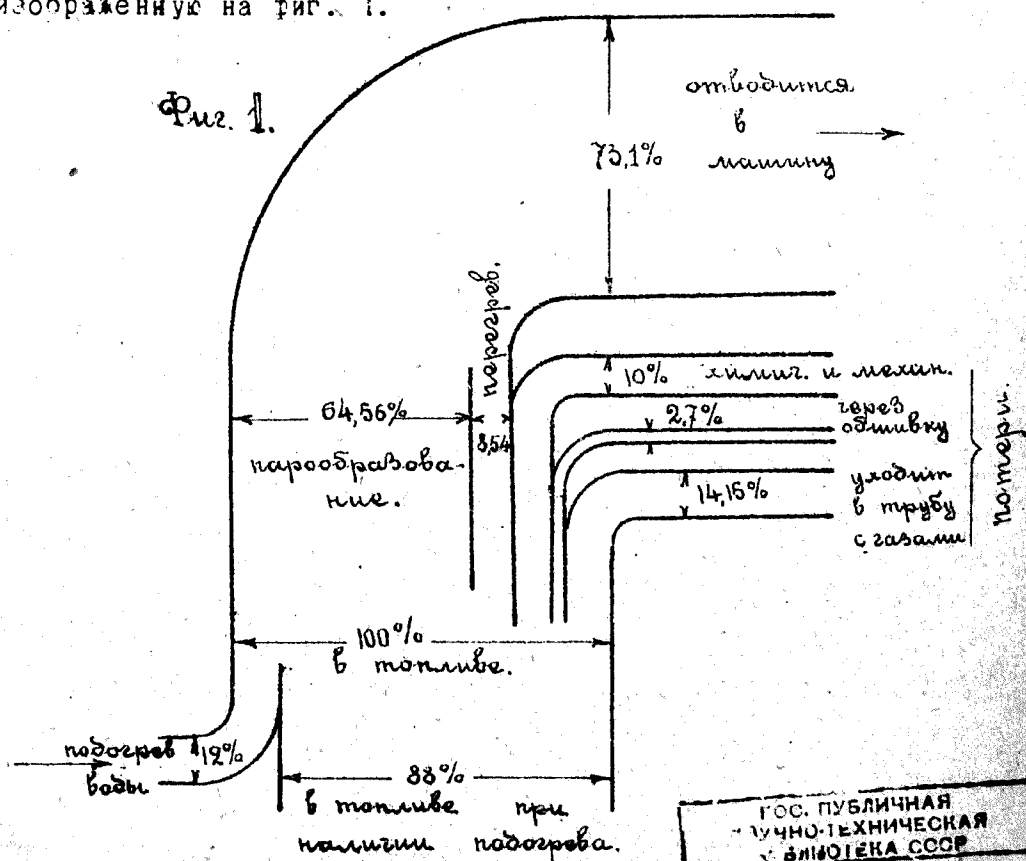
пошло на парообразование:

(74,73 - 3,0) 0,9	64,56 %
потерялось через обшивку 3,0 0,9	2,70 %
пошло на, пароперегревание 9,49 0,9	8,54 %
унесено в трубу 15,72 0,9	14,15 %

Общий коэффициент полезного действия котла в данном случае = $84,56 + 8,54 = 73,1\%$.

При наличии подогрева воды мягким паром можно получить экономию в расходе топлива в среднем около 12% или при той же его расходе - увеличить парообразование.

Принимая первое - получим диаграмму Сенкеу (Senkey'я), изображенную на фиг. 1.



ХІІ. БАЛАНС ПРОЕКТИРУЕМОГО КИРОВОЗІ.

Когда паровоз проектируется, то размерами задаются по установленным нормам, разобраным в соответствующих частях курса, и по сравнению с существующими паровозами и их проверяют указанным способом, при чем в результате принятого режима стопления и рода топлива определяют количество испаренной воды и степень перегрева пара, на основании чего судят о достаточности взятых размеров котла.

Пусть мы проектируем тип 6 и взяли указанные выше размеры.

Мы должны решить:

1) Какое количество пара мы получим при нашей форсировке ($y = 200$).

Всего передано тепла: 4 150 686 калорий.

Предположим, что потеряно через лучеиспускание 3%, следовательно, на парообразование пошло:

$$0,97 \times 4\,150\,686 = 4\,026\,165 \text{ калорий.}$$

Здаемся влажностью в 3%, т.е. сухости пара $x = 0,970$ и температурой питательной воды $= 10,5^\circ$ (при подогреве до 90° и выше). При малом давлении в 12 атм. находим тепло-содержание пара по таблице Уоллье

$$q = i' + r \cdot x = 193,7 + 475,3 \cdot 0,97 = 654,7 \text{ кал.}$$

и количество калорий на 1 кг пара:

$$654,7 - 10,5 = 644 \text{ калории,}$$

следовательно, можно образовать в час:

$$\frac{4\,026\,165}{644} = 6252 \text{ кг.}$$

или с одного квадратного метра испарительной (водной) поверхности:

$$z = \frac{6252}{208} = 30,0 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

(На опыте было 30,8 кг. Разница в 2,6%).

Этот пар и должен быть перегрет при помощи перегревателя выбранных размеров.

Вопрос может быть разрешен только попытками. Задаем среднюю температурой перегретого пара в зависимости от желаемого перегрева, например, для перегрева в 283° *)

*) Эта температура выбрана из предыдущего примера.

температурок:

$$t = \frac{190 + 283}{2} = 236^{\circ}.$$

Тогда из уравнения (7) находим $t_3^{\text{пер}}$ и, следовательно, количество тепла:

$Q_{\text{пер}} = 526\,878$ калорий,
переданных перегреваемому пару в час.

Часть этого тепла идет на осушение пара; на 1 килограмм:

$$q_{\text{ос}} = (1 - x) \cdot r = (1 - 0,97) \times 475,3 = 14,26 \text{ кал.}$$

всего-же в час:

$$6252 \times 14,26 = 89\,154 \text{ калории.}$$

Остается собственно на перегрев:

$$526\,878 - 89\,154 = 437\,724 \text{ калории.}$$

т.е. на перегрев одного килограмма:

$$437\,724 : 6\,252 = 70,0 \text{ калорий:}$$

Теплосодержание 1 кг перегретого пара:

$$\lambda_{\text{д}} = \lambda_{\text{н}} + c_p(t_{\text{д}} - t_{\text{к}}),$$

где $\lambda_{\text{н}}$ — теплосодержание насыщенного пара и $t_{\text{к}} = 190$; c_p — удельная теплоемкость перегретого пара, которая для данных условий = (по Киоблауху и Эикгаузу) $\approx 0,566$, следовательно:

$$\lambda_{\text{д}} - \lambda_{\text{н}} = 70,0 = 0,566 \cdot (t_{\text{д}} - 190),$$

Откуда:

$$t_{\text{д}} = 314^{\circ}.$$

Таким образом первое приближение дало температуру в 314° . Исходя теперь из этой температуры и беря среднюю температуру пара =

$$t = \frac{314 + 190}{2} = 252^{\circ}.$$

повторяем пересчет заново. Получим второе приближение.

Во всяком случае, если бы мы пожелали для данных условий получить, напр., перегрев до $320-340^{\circ}$ и выше-то взятые размеры были бы малы или пришлось бы значительно увеличить u , ведя "обратный баланс" до точки, при той же площади колосниковой решетки или увеличить площадь колосниковой решетки при тех же величинах u , иначе перегрев пара будет недостаточен, что постоянно и наблюдается на практике.

ХІІІ. ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ КРИВЫХ ТЕПЛА И ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ.

Приведенный выше аналитический метод весьма сложен и кропотлив, так как уравнение теплопередачи (5) можно решить относительно T_x только путем подстановок. Большую помощь может оказать графический метод. Его обоснования изложены в "Курсе паровозов" ч. II § 39 и в сочинении проф. Сыромятникова "Тепловой процесс паровоза" стр. 55, здесь же приводится порядок построения.

1) К р и в а я т е п л а .

Выбираем масштаб температур: b (мм) = 1°C . Находим масштаб тепла:

$$w \text{ (мм)} = 1 \text{ калория} = \frac{b}{M}.$$

Берем систему координат (фиг. 2) и проводим линии On под углом α , которого:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1000 \cdot N}{M}.$$

Пусть взята какая-нибудь температура t , для нее имеем точку n , при чем $On = t \cdot b$. Берем точку a , соответствующую 1000°, т.е. $Oa = 1000 \cdot b$.

Проводим прямую Sm под углом 45° и горизонталь hn' , находим их пересечение в точке b , через которую проводим вертикаль dc . Точку d соединяем с O и через точку c проводим прямую $ce \parallel od$. Через найденную точку e проводим вертикаль ef и пересечение ее с горизонталью hn' даст точку f , принадлежащую искомой кривой тепла. Таким же образом найдем точку f_1 для температуры, соответствующей точке h_1 .

Соединяя их, получим искомую кривую OA .

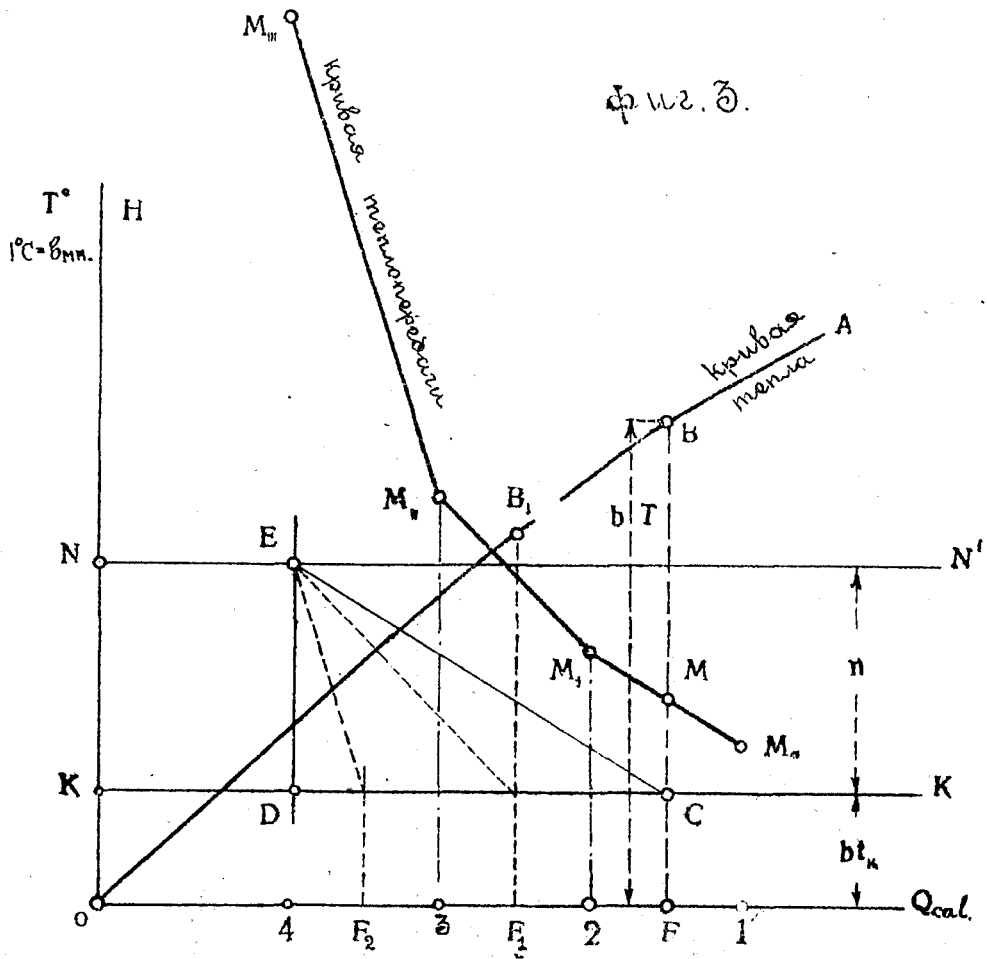
По ней для данного теплосодержания газового потока Q калорий — находим его температуру t и обратно.

2) К р и в а я т е п л о п е р е д а ч и .

Берем произвольную величину n , от которой зависит масштаб ординат кривой. Если K — коэффициент теплопередачи для данной части, то находим масштаб поверхности нагрева:

$$f \text{ (мм)} = \text{одному } m^2 = \frac{w \cdot n \cdot h}{b}.$$

Следовательно, для каждого участка котла придется строить особую кривую теплопередачи, так как величина K изме-



Влево от точки С откладываем величину $CD = CB = b \cdot (T - t_k)$, проводим $DE \perp KK'$ и соединяем точку Е и С.

Прямая ЕС есть направление касательной к искомой кривой.

Проводим теперь $MM_1 \perp CE$ в пределах взятого произвольного участка 12 (чем он меньше, тем построение точнее), для которого температура Т является средней.

Для следующих таких-же участков 23, 34 и т.д. находим средние точки F_1, F_2, \dots и поступаем по предыдущему.

Построение ясно из чертежа.

По полученным касательным M_0M_1, M_1M_2, M_2M_3 строим искомую кривую теплопередачи.

При построении этих кривых предполагается, что в пределах данного участка котла коэффициент теплопередачи К не изменяется.

ГЛУ. ПРИЛОЖЕНИЕ ГРАФИЧЕСКОГО МЕТОДА К РАЗБИРАТЕЛЬНОМУ

ПРИМЕР.

Выбираем масштабы:

масштаб температур — $1^{\circ}\text{C} = b(\text{мм}) = 0,075 \text{ мм.};$

масштаб тепла — 1 калория = $w(\text{мм}) = \frac{l}{M} = \frac{0,075}{2969} = 0,0000252 \text{ мм}$

Принято $0,000025$, т.е. 1 000 000 калорий = 25 мм.

Величина n (уоловная) взята = 50 мм.

Масштаб поверхности нагрева —

$$\text{Один } \frac{w \cdot n}{b} \cdot k = \frac{0,000025 \cdot 50}{0,075} \cdot k = 0,0166 \cdot k.$$

$$\text{tg } \alpha = \frac{1000 \cdot M}{M} = 0,11535.$$

По указанному методу находим (фиг.4) кривую тепла ОА. Построены три точки f_1, f_2 и f_3 для температур t_1, t_2 и t_3 равных 500, 1000 и 1500°C.

Откладывая теперь по оси абсцисс количество тепла = 5550000 калорий (точка s_1), находим начальную температуру $T_1 = 1580^{\circ}$, т.е. с точностью, сравнительно с определенным выше аналитически температурой в 1601°, в 1,3 %.

Отложивши количество тепла, дошедшее до задней решетки и равное 2 860 000 калорий (точка s_2), находим температуру $T_2 = 875-880^{\circ}$, т.е. сравнительно с найденной температурой 884° находим почти полное совпадение.

Таким образом имеем высокую степень точности.

Теперь строим кривую теплопередачи (фиг.5), для чего с фиг.4 перенесим без изменения кривую тепла ОА. Проводим прямую КК' на расстоянии для $T = t_k = 190^{\circ}\text{C}$ и прямую NN' на расстоянии $n = 50 \text{ мм.}$

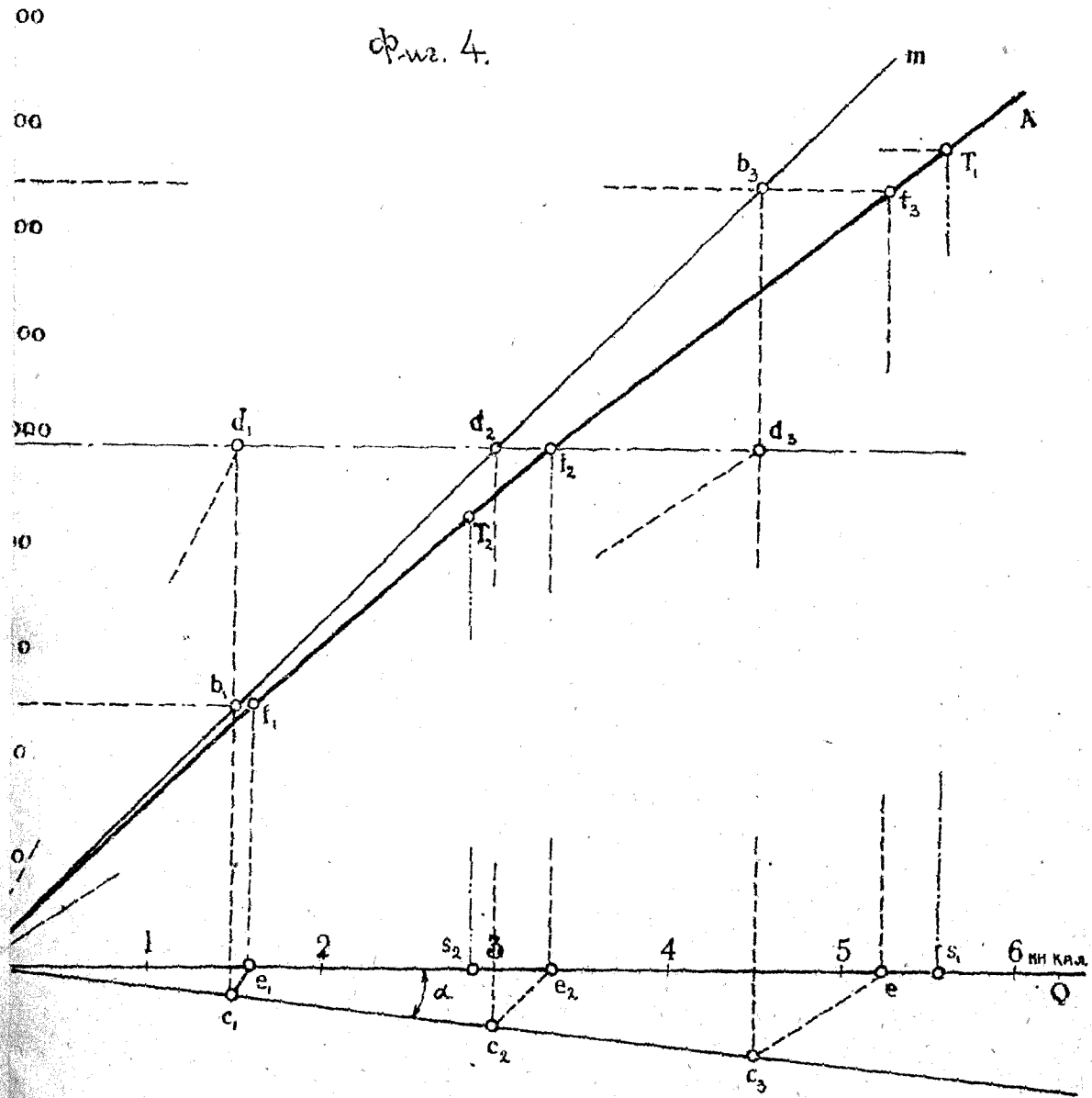
Строим кривую теплопередачи сначала для топки.

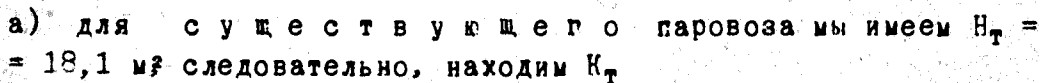
Начальная температура газового потока T_1 , поэтому недем кривую от какой-нибудь точки М, взятой на прямой $T_1 s_1$.

Построение ведется по указанному методу и таким образом найдены точки M_1, M_2, M_3, M_4 . Можем теперь разрешить ряд задач.

Топка работает в пределах температур T_1 и T_2 , поэтому для этого примера, проведя ординаты через точки, соответствующие этим температурам, находим соответствующую часть

р.м. 4.





$$K_T = \frac{52,5}{0,0166 \cdot 18,1} = \frac{52,5}{0,3} = 175 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ.$$

Аналитически было найдено 166 калорий и по формуле — 180 калорий (среднее 173). Точность от 5,4 % до 3 %, вполне достаточная для практики.

б) Для проектируем с го паровоза определяем величину K_T по указанным формулам и тогда находим искомую величину E_T по формуле (8).

По этим же диаграммам можно решить вопрос — как велика должна быть поверхность нагрева топки, чтобы температура у решетки была желаемой величины.

с) При построении баланса обыкновенно встречается такая задача: дана начальная температура газового потока, например T_1 , и поверхность нагрева участка, например, E_T . Надо найти температуру в конце участка T_2 и теплосодержание там потока. Решение таково (фиг. 5): определяем K_T по формуле и строим кривые ОА и ММ.

Затем находим величину $x = f \cdot E_T$, которая для данной, например, топки = $0,0166 \cdot E_T$. Для $E_T = 18,1$ и $K_T = 175$ величина $x = 52,5$.

Ст точки М, соответствующей температуре T_1 , откладываем по вертикали $Mb_1 = x = 52,5$, проводим горизонталь ab_1 , находим точку а и, проводя вертикаль aT_2 , находим температуру T_2 и для нее теплосодержание (по фиг. 4) Ob_2 .

Как видно — вопрос решается весьма просто, без сложных вычислений по уравнению теплопередачи (5).

Этот способ применяется и для всех последующих участков, почему повторяться не будет.

Для других участков котла поступаем по предыдущему.

1) Для дымогарных труб.

Для них имеем уравнение тепла, принимая во внимание, что по дымогарным трубам идет 0,60 газового потока, вместо (2):

$$\begin{aligned} 0,60(M \cdot T + NT^2) &= 0,60 \cdot 2969 \cdot T + 0,60 \cdot 0,311 \cdot T^2 = \\ &= 1781 \cdot T + 0,186 \cdot T^2 = M_1 T + N_1 T^2, \end{aligned}$$

где

$$M_1 = 1781 \text{ и } N_1 = 0,186.$$

Масштаб температур берем тот же: $b = 0,073$

ности нагрева будет:

$$f = 1 \text{ м}^2 = \frac{w \cdot r}{b} \cdot k_d = \frac{0,000042 \cdot 25}{0,075} \cdot k_d = 0,014 \cdot k_d$$

Кривую ведем по указанному методу от начальной произвольной точки М.

Находим, зная, что здесь поверхность нагрева $F_d = 137,3 \text{ м}^2$ и коэффициент теплопередачи $= k_d = 0,014 \cdot k_d$. F_d — найденной величине из чертежа $(b, b_2) = 58$.

Следовательно:

$$0,014 \cdot 137,3 \cdot k_d = 1,92 \cdot k_d = 58.$$

или:

$$k_d = \frac{58}{1,92} = 30,0 \text{ кал/м}^2 \text{ч} \cdot 1^\circ$$

Аналитически было найдено 26,9; разница около 10% но она может быть меньше при большей точности чертежа.

• 2) Жаровые трубы до перегрева тела.

От общего газового потока идет 40%. Таким образом имеем по предыдущему:

$$M_2 = 0,40 \cdot 2969 = 1187.$$

$$N_2 = 0,40 \cdot 0,311 = 0,124.$$

Масштаб температур тот-же — $b = 0,075$; тот-же и $\lg x$.

Масштаб тепла:

$$w = \frac{b}{M_2} = \frac{0,075}{1187} = 0,000063,$$

т.е. 1 000 000 калорий = 63 мм.

Верем прежнюю кривую ОА изменивши масштаб абсцисс.

Вводится в жаровые трубы 1 147 299 калорий.

Передается дальше 1 070 252 калорий.

Ввиду близких пределов — необходим значительный масштаб чертежа, почему его опускаем.

Построение то-же.

3) Жаровые трубы — вторая испарительная часть.

От введенного тепла по предыдущему на испарение идет 27,6% и на перегрев 72,4%, т.е. из передаваемых 1 070 252 кал. идет на испарение около 295 000 калорий и на перегрев — 775 000 калорий.

Начальная температура потока — 825° .

У р а в н е н и е т е п л а .

Коэффициенты: $M_1 = 0,276$. $M_2 = 0,276.1187 = 328$.

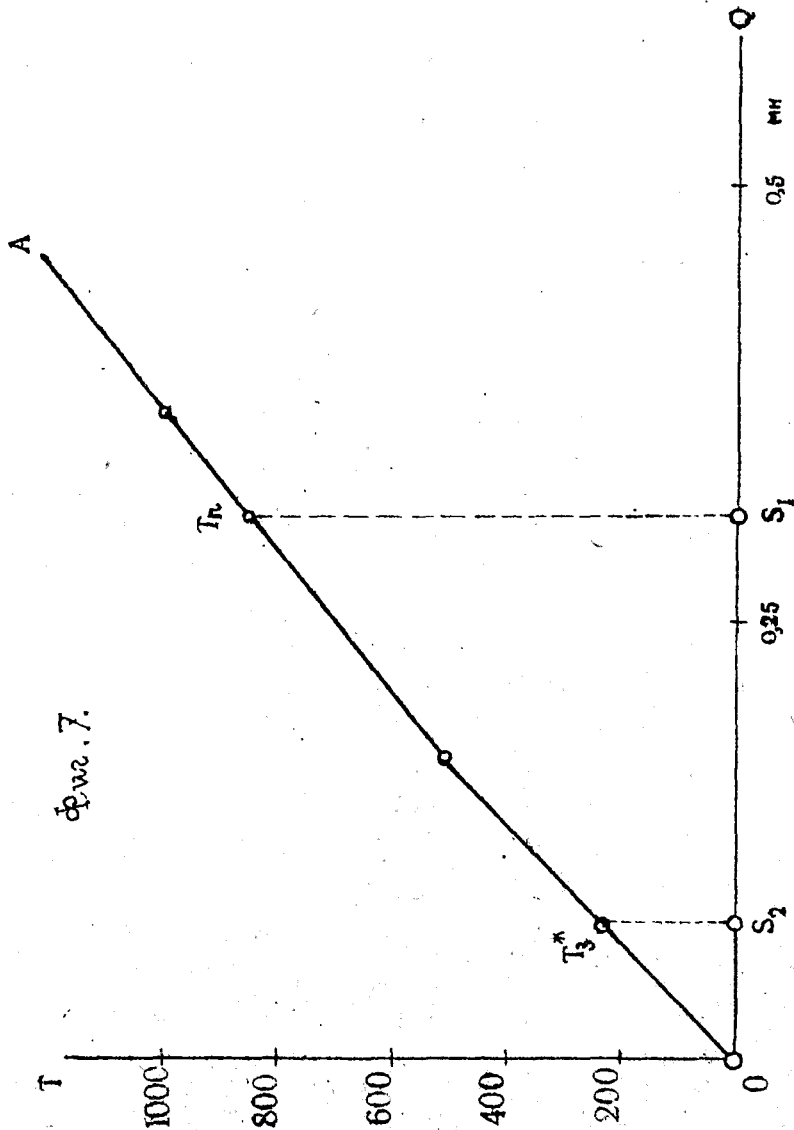
$N_3 = 0,276.N_2 = 0,276.0,124 = 0,034$.

Масштаб температур тот-же $b = 0,075$.

Масштаб тепла:

$$w = \frac{b}{M_3} = \frac{0,075}{328} = 0,00023,$$

т.е. 1 000 000 калорий = 230 мм. Берем кривую CA (фиг.7)



откладывая 295 000 калорий (точка z_2) находим начальную температуру T_n ($\approx 830^\circ$) и количество тепла уносимого в трубу 79 000 (точка z_3). находим температуру T_3^* ($\approx 240^\circ$) точно соответствующие выше полученным данным.

Кривая теплопередачи строится по предыдущему и потому не приводится.

При постоянной температуре воды t_k и определенной закономерности падения теплосодержания и температуры газового потока - приведенные кривые тепла и теплопередачи вполне точно характеризуют явление, как видно и из приведенного примера, и могут служить для расчета.

Но этого нельзя сказать про баланс тепла в перегревателе, где происходящий процесс чрезвычайно сложен: температура перегреваемого пара не постоянна, в разных частях элементов перегревателя - существуют как параллельные потоки пара и газов, так и противоположные и, наконец, не исключается в конечных частях элементов обратная передача тепла от высоко перегретого пара значительно охлажденному газовому потоку. Поэтому приведенные кривые теплопередачи здесь не применимы и совершенно не характеризуют процесса. Если же принять некоторую постоянную среднюю температуру пара (как это сделано при аналитическом расчете), то полученные при графическом исследовании результаты, обыкновенно, совершенно не соответствуют опытным данным, что и понятно. Поэтому в отношении собственно пароперегревателя необходимо руководствоваться только опытными данными и выведенными на их основании формулами.

— 000000 —

О Г Л А В Л Е Н И Е.

I. Размеры котла паровоза серии Э 0.5.0.	2
II. Опытные данные поездки № 1821	2
III. Топливо и продукты сгорания	3
IV. Теоретическая и практическая температура сгорания.....	5
V. Количество располагаемого тепла и уравне- ние тепла	6
VI. Баланс топки	9
VII. Распределение газового потока между трубами .	11
VIII. Тепловой баланс дымогарных труб	12
IX. Испарительный процесс жаровых труб	13
X. Тепловой процесс перегревателя	15
XI. Общий баланс газового потока	16
XII. Баланс проектируемого паровоза	18
XIII. Графический метод построения кривых тепла и теплопередачи	20
XIV. Приложение графического метода к разби- раемому примеру	23

ИЗДАТЕЛЬСТВО СТУДКООПЕРАТИВА С.Т.И.

г. Томск. Сибирский Технологический Институт.

Имеются в продаже:


1. Лектор Апсен Ф. П. Немецкий язык. Основной курс. Издание 2-ое. 99 стр. Цена 1 р. 80 к.
2. Проф. Бутаков И. Н. Оплата труда работников в производстве (оттиски из „Известий Сиб. Технолог. Ин-та“). 28 стр. 9 черт. Цена 60 коп.
3. Проф. Карташов Н. И. Кулисный механизм Гейзингера. 20 стр. 22 черт. Цена 35 коп.
4. Проф. Карташов Н. И. Графическое исследование вписывания подвижного состава в кривые. 15 стр. 15 чер. Цена 35 к.
5. Проф. Кузнецов В. Д. Обработка физических наблюдений. 48 стр. Цена 80 к.
6. Проф. Ульянинский Г. В. Расчет рамных конструкций. Издание 2-ое. 393 стр. 262 черт. Цена 5 руб.
7. Ст. ассистент Чесноков Н. Д. Объяснительные чтения по 2-ой физической лаборатории. 86 стр. 52 черт. Цена 1 р. 30 к.
8. Студ. Щербаков В. К. и Филиппов М. Ф. Руководство по лаборатории общей электротехники. 54 стр. 87 черт. Цена 75 коп.
9. Проф. Бутаков И. Н. и инж. Специ Д. В. Определение основных размеров паровых машин двухкратного расширения. 86 стр. 3 таб. черт. Цена 2 р. 80 к.
10. Инж. Карташов К. Н. Статический расчет плоской деревянной фермы с подвесным потолком. 51 стр. 35 черт. Цена 1 р. 20 коп.
11. Проф. Бутаков И. Н. Специализация, кооперация и подбор работников.
12. Проф. Карташов Н. И. Тяговые расчеты (при эксплуатации железных дорог). Издание 2-е. ГУС допущено в качестве пособия для ВТУЗ'ов. 145 стр. 95 черт. Цена 1 р. 80 к.
13. Его-же. Тепловой баланс паровозного котла.

Находятся в печати:

1. Проф. Кузнецов В. Д. Объяснительные чтения по 1 физической лаборатории.

Готовятся к печати:

1. Проф. Карташов Н. И. Расчет паровой машины Кампаунд.
2. Его-же. Графическое исследование кулисы Гейзингера.
3. Препо. Апсен Ф. П. Технические переводы с немецкого языка.
4. Проф. Бутаков И. Н. Смешанное использование тепла и паровые аккумуляторы.
5. Инж. Еврейсков В. Е. Проектирование трамваев.
6. Проф. Крячков А. Д. Элеваторы, конструкция и расчет снлососов.
7. Проф. Крячков А. Д. Бани и прачечные.
8. Преп. Колосунин В. С. Теория торможения поездов.



H
3885
N3