

621-134

Б-74

С. П. БОГОЛЮБОВ

**ПОВРЕЖДЕНИЯ
ДВИЖУЩЕГО И
ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО**

**МЕХАНИЗМОВ
ПАРОВОЗА**

О Н Т И • Н К Т П

Г Н Т И У

С. П. БОГОЛЮБОВ

ПРОВЕРЕНО

Абонемент на звукова-
технічну літературу
Дата 2004

621.134
8-74

417750
2315

ПОВРЕЖДЕНИЯ ДВИЖУЩЕГО И ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМОВ ПАРОВОЗА

2
БИБЛИОТЕКА
для библиотечной учебной
работы
ПОГАЩЕНО
№ 32060
АБОНЕМЕНТ

Библиотека Дома
Октябрьской жел. дор. пр. Володарского, 62
ТРОЯШУЧЕНО им. Сталина



ОНТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО УКРАИНЫ
ХАРЬКОВ

НКТП
1984

1975

Библиографическое описание этого
издания помещено в „Літописі Укра-
їнського Друку“, „Картковому
Репертуарі“ и других указателях
Української Книжної Палати

Сектор „Транспорт и связь“
УТШ - 15 - 3 - (4) - 3

Типо-лито-цинкография ДНТВУ.
Харьков, Суздальск. ряды, 18/20.
Уполномоч. Главлита № 4960.
Зак. № 767



Ответственный редактор *Н. М. Чупис*
Техническое оформление — *П. М. Кудь*

Тираж 5.000. 2¹/₈ бум. листа. В бум. листе 102.000 знаков. Бумага 62 × 94.
Вес 1 метр. ст. 38 кг.



ПРЕДИСЛОВИЕ

Современное паровозостроение за последние годы значительно усложнилось, в связи с этим усложнились уход за паровозом и освоение процессов его работы.

Постановлением июльского и октябрьского пленума ЦК ВКП(б) 1931 г. и решением XVII партконференции заострено внимание на вопросе овладения техникой, поставленном во главу угла второй пятилетки.

Почти одновременно приказом наркома путей сообщения т. Андреева от 13 октября 1931 г. борьбу за здоровый паровоз и увеличение суточной работы паровоза предложено поставить первоочередной боевой задачей для всех работников железных дорог.

Одной из главных задач увеличения суточной работы паровоза является ликвидация всякого рода повреждений паровозных частей, особенно в пути следования. Случайные повреждения паровозных частей в пути следования по той или иной причине вызывают иногда замешательство в движении всех поездов того же направления, выбытие из строя паровозов, увеличение процента больных паровозов, в результате чего уменьшается суточная работа паровоза.

Значительное количество случаев повреждений паровозных деталей, как установлено опытом, зависит от неправильного ухода за паровозом, от неправильного ремонта и от того, что лицами, обслуживающими и ремонтирующими паровоз, не в достаточной степени усвоена техника работы и конструкция современного паровоза.

В настоящем труде собраны чаще всего встречающиеся повреждения движущего и парораспределительного механизмов, причиной которых, по мнению автора, является слабое освоение техники указанными выше лицами.

В предложенном труде заострено внимание главным образом на повреждениях частей движущего механизма от гидравлических ударов воды в цилиндрах, освещении которых, кстати сказать, совершенно отсутствует в технической литературе, как популярного, так и среднего порядка, а также заострено внимание на главнейших повреждениях движущего и парораспределительного механизмов на мощных паровозах от других причин.

Указанный труд является результатом многолетних наблюдений, систематизации и исследования случаев разного рода повреждений

движущего и парораспределительного механизмов, встречавшихся автору во время паровозной практики на командных должностях ж. д., а также анализом и описанием случаев повреждений, отмеченных в литературе.

Целью выпуска настоящего труда является желание автора хотя бы отчасти пополнить существующий в технической литературе пробел на эту тему, а также желание поделиться своим опытом с паровозными бригадами, лицами, ремонтирующими паровозы, и молодыми специалистами - тяговиками, оказать посильную помощь указанному персоналу разобраться в причинах многим не вполне ясных повреждений движущего и парораспределительного механизмов и тем самым избежать повторения таких повреждений, улучшить состояние паровозов и их суточную полезную работу.

Настоящий труд не является, конечно, исчерпывающим, и автор с большой благодарностью примет всякого рода замечания по затронутым в книжке вопросам, а также указания на другие случаи повреждения частей паровоза, для дальнейшей проработки.

Автор

ВВЕДЕНИЕ

С распространением пассажирских и товарных паровозов большой мощности, с перегревом пара и круглыми золотниками, участились случаи поломок движущего и парораспределительного механизмов, особенно в зимнее время.

Каждый такой случай, с требованием вспомогательного паровоза в пути взамен испортившегося, естественно вызывает замешательство в движении поездов, нарушает график движения, ухудшает эксплуатационные измерители работы подвижного состава, пропускную способность участка и т. п. Все это вместе взятое имеет громадное значение при густом движении поездов и приносит большие убытки дорогам.

Указанные повреждения имеют самые разнообразные причины и могут быть установлены лишь при тщательном анализе каждого в отдельности случая. К сожалению, указанные случаи не всегда устанавливаются точно, главным образом по недостатку времени у лиц, производящих расследование, а также часто вследствие скрытия паровозной бригадой истинной причины повреждения с целью избежать взыскания, — таким образом, не всегда представляется возможным использовать опыт и избежать повторения подобных случаев. Обычно, если отсутствуют очевидные причины, и паровозная бригада скроет истинное положение вещей, то по большей части причину повреждений относят на счет недоброкачества металла данной детали и т. п. или причина остается невыясненной. Нередки случаи, когда повреждения той или иной детали являются неясными на первый взгляд как для паровозной бригады, так и для административно-технического персонала.

За последнее время особенно часто наблюдаются повреждения следующих частей движущего и парораспределительного механизмов и экипажа:

1. Изгибы и поломки поршневых дышел.
2. Поломка цилиндров с крышками.
3. Обрывы поршневых штоков у диска и чаще всего у крейцкопфа.
4. Срыв диска со штока.
5. Изгиб диска у штока.
6. Трещины и наколы в горловине крейцкопфа и в отверстиях для шпилек планки крейцкопфного валика.
7. Поломка поршневых и крейцкопфных подшипников.

8. Изгиб и поломка клиньев поршневых подшипников.
 9. Ослабление и обрывы пальцев кривошипов.
 10. Ослабление фланцев цилиндров на болтах.
 11. Изгибы эксцентриковых дышел.
 12. Поломка кулис.
 13. Поломка и изгибы маятника парораспределительного механизма.
 14. Излом вилки рычага.
 15. Излом золотниковых дисков и порча золотниковых втулок.
 16. Изгибы и поломки сцепных дышел.
- Указанные выше повреждения следует разбить на 3 группы:
- а) От 1 до 11 включительно, т.-е. повреждение движущего механизма и экипажа—1-я группа повреждений.
 - б) Совершенно следует выделить пункт 16 — изгибы и поломки сцепных дышел — 2-я группа повреждений.
 - в) От 12 до 15 включительно, т.-е. повреждение парораспределительного механизма—3-я группа повреждений.
- Разберем причины повреждений каждой группы в отдельности.

ГЛАВА I

ПОВРЕЖДЕНИЯ ДВИЖУЩЕГО МЕХАНИЗМА

(1-я группа повреждений)

Повреждение поршневых дышел, цилиндров, поршней со штоком, крейцкопфов, поршневых и крейцкопфных подшипников, их клиньев и пальцев кривошипов

Эта группа повреждений может быть вызвана следующими факторами: недоброкачеством металла, недочетами ремонта и термической обработки деталей, ударами воды в цилиндрах, ненадлежащим уходом за паровозом и конструктивными особенностями паровозов с перегревом пара, контрпаром. Разберем каждый фактор в отдельности.

Недоброкачество металла, т. е. наличие в той или иной детали разных пороков (раковин в литых частях, плен и пережогов в кованных частях и т. п.), понижающих прочность частей, безусловно — частое явление, что устанавливается актами (при обнаружении таких пороков), которые составляют для представления претензий заводам.

По упорядочению этого вопроса работают заводы и мы на них не будем останавливаться.

Что касается недоброкачества ремонта и термической обработки, то таковые имеют место нередко с последствиями повреждений перечисленных выше частей движущего механизма.

Указанные повреждения, кроме недоброкачества металла, ремонта и термической обработки, по большей части бывают и от ударов воды в цилиндрах, но мы пока остановимся кратко на причинах повреждений от недоброкачества ремонта и термической обработки. Причинам от ударов воды в цилиндрах мы уделим особое внимание (см. ниже характер обрывов поршневого штока у крейцкопфа показан на фиг. 19 *a, b, c, d*).

От недоброкачества ремонта и термической обработки чаще всего встречаются неисправности и обрывы поршневых штоков с последующей порчей крейцкопфов, клиньев, подшипников, цилиндрических крышек и т. п.

Для обеспечения прочности соединения поршневой шток должен быть приточен точно по конусу горловины крейцкопфа и

поршневого диска с отшлифовкой конусной части и места насадки диска. Кроме того, конусный конец штока должен быть точно пригнан притиркой к крейцкопфу и к диску. Неточная приточка по конусу, отсутствие шлифовки и плохая притирка штока в горловину крейцкопфа и к диску даже при нормальном давлении в цилиндрах вызывает указанные дефекты по следующим причинам. Во время работы пар в цилиндрах попеременно давит на поршень. Максимальное давление в цилиндрах, как известно, бывает при подходе поршня к мертвому положению в последний момент сжатия и в начале хода поршня вследствие полного впуска свежего пара; кроме того, в этот момент поршень изменяет направление. При наличии несплошной площади соприкосновения крейцкопфа со штоком и следов от резца токарного станка на конусных частях штока происходит обжатие всех возвышений (бугорков). Шток глубже входит в головку крейцкопфа, ослабляя крейцкопфный клин, иногда настолько, что образовывается игра штока в горловине крейцкопфа, а отсюда все последствия.

То же самое получается с поршневым диском на втором конце штока: вследствие обжатия бугорков в месте насадки диска последний просаживается, образовывается зазор между диском и укрепляющей его гайкой; при последующей работе указанный дефект, а также игра штока в крейцкопфе и диске прогрессивно увеличивается уже не за счет дальнейшего обжатия непритертых возвышенностей, а вследствие расширения конусного отверстия крейцкопфной горловины от образующихся ударов при каждом возврате поршня из мертвого положения. Само собою разумеется, что эти удары воспринимают: крейцкопфный клин горловины крейцкопфа и сам крейцкопф, крейцкопфные, поршневые и даже центровые и осевые подшипники (последние при игре оси и эллипсе подшипников и букс в челюстях) и клин поршневого подшипника и т. п.

То же самое имеет место, но может быть в несколько меньшей мере, при ослаблении крейцкопфных подшипников клиньев, крейцкопфных и поршневых подшипников.

Весьма часто в первую голову страдают от ослабления штока в крейцкопфе клинья крейцкопфа и поршневого подшипника, изгибаясь или лопаясь пополам (фиг. 10), образовываются наколы и изломы крейцкопфных и поршневого дышла подшипников (фиг. 11), разрабатываются рамки крейцкопфного и поршневого подшипников и т. п.

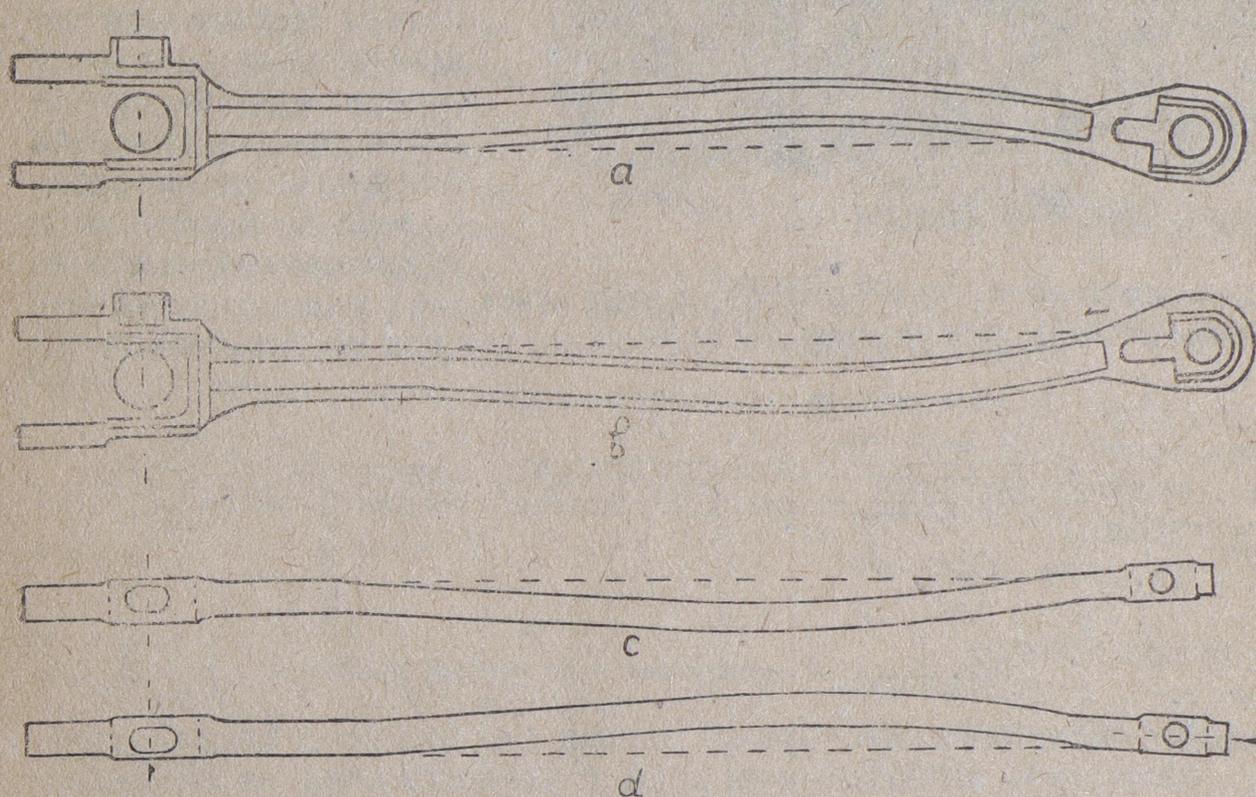
Срыв гайки, укрепляющей поршневой диск, или срыв диска бывает при ослаблении и игре последнего. При малейшем отклонении от предельной нормы конусной головки штока вследствие утонения ее после проточки, пережога при нагреве и наварке автогенным способом и т. п. имеют место обрывы, как указано на фиг. 9 а и с. Нездоровится от этого и насадке пальцев ведущей оси и даже раме (см. ниже).

Однако нужно заметить, что вышеперечисленные повреждения значительно меньше встречаются на маломощных паровозах, работающих насыщенным паром, чем на современных мощных паровозах, работающих перегретым паром.

Все эти явления в резкой степени возрастают при ударах воды в цилиндрах, особенно на мощных паровозах и при контр-паре; к более подробному рассмотрению их мы и перейдем.

Повреждения от гидравлических ударов воды в цилиндрах при круглых золотниках

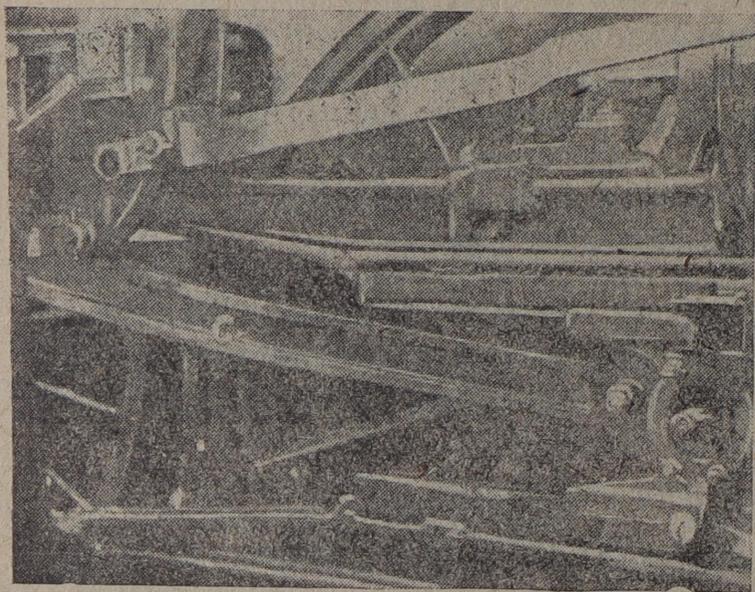
Как упомянуто выше, с появлением мощных паровозов, с перегревом пара и круглыми золотниками, особенно участились случаи изгибов (фиг. 1 *a, b, c, d*) и поломки поршневых дышел



Фиг. 1. *a, b, c, d* — изгибы поршневых дышел

(фиг. 2 и 2 а), разрывов паровых цилиндров с крышками (фиг. 3) надрывов и даже разрывов крейцкопфов (фиг. 4, 4 а), ослабление в запрессовке и даже обрывов пальцев кривошипов (фиг. 5), тогда как на паровозах, работающих насыщенным паром, с плоскими золотниками, если не принимать во внимание чисто механических повреждений от посторонних предметов, аварий и недоброкачества металла, эти явления почти не наблюдались. Характерным исключением является паровоз серии Н^В, работающий насыщенным паром, на котором левый золотник коробчатый, а правый круглый. На этом паровозе встречаются изгибы и поломки поршневого дышла исключительно правой стороны, т.-е. со стороны круглого золотника.

Опытным путем установлено, что все эти повреждения при круглых золотниках зависят по большей части от присутствия воды в цилиндрах и увеличения давления в цилиндрах, далеко превышающего котловое, в момент сжатия при отходе поршня к мертвому положению.



Фиг. 1 а

Гидравлические удары воды в цилиндрах в большей или меньшей степени имеют место всегда, если в цилиндрах имеется вода, попавшая тем или иным путем. Небольшие водяные удары, в виде глухих ударов, приходится часто слышать при трогании паровоза с места, особенно в зимнее время, а также

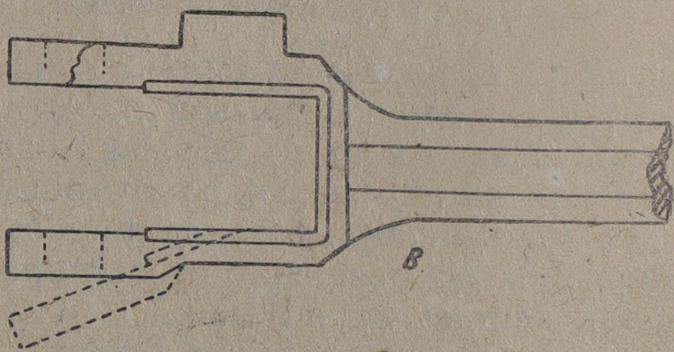
при открытии регуляторного клапана при езде с уклона на подъем. К этим небольшим ударам мы привыкли, так как по большей части



Фиг. 2. а и б — обрывы поршневых дышел

таковые обходятся на первый взгляд без видимых последствий. При помощи цилиндрических кранов спускается вода из цилиндра, и работа машины входит в норму. Однако от количества воды в цилиндрах зависит, будет ли удар иметь какие-либо разрушительные последствия для деталей машины, или таковые уцелеют.

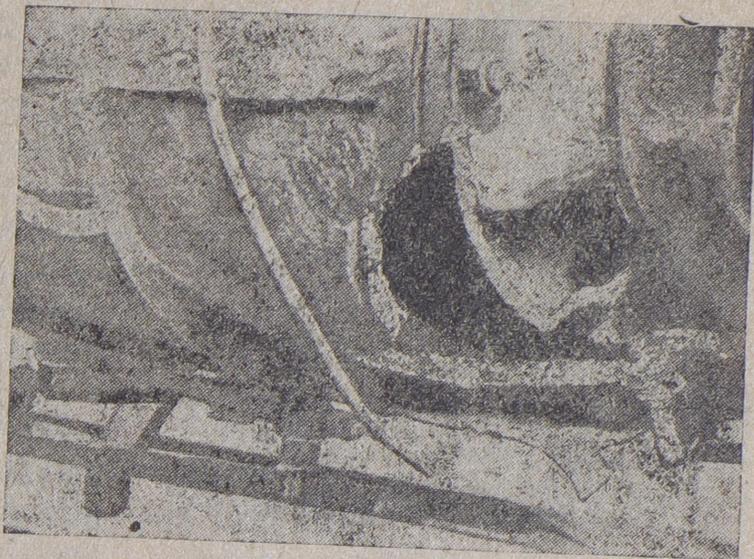
Разумеется, для того, чтобы согнуть или разорвать поршневое дышло, разорвать цилиндр или выбить цилиндрическую крышку, оборвать шток, или сорвать поршень со штока, вогнать поршневый шток в крейцкопф и повредить го-



Фиг. 2 а

ловку крейцкопфа, срезать или согнуть крейцкопфный клин, нарушить постановку пальца кривошипа и т. п., если указанные детали не имеют пороков в самом металле,—для этого необходимо иметь такое колоссальное напряжение частей машины (в данном случае давление при сжатии в цилиндрах), которое превышало бы в несколько раз расчетное с учетом запаса прочности металла.

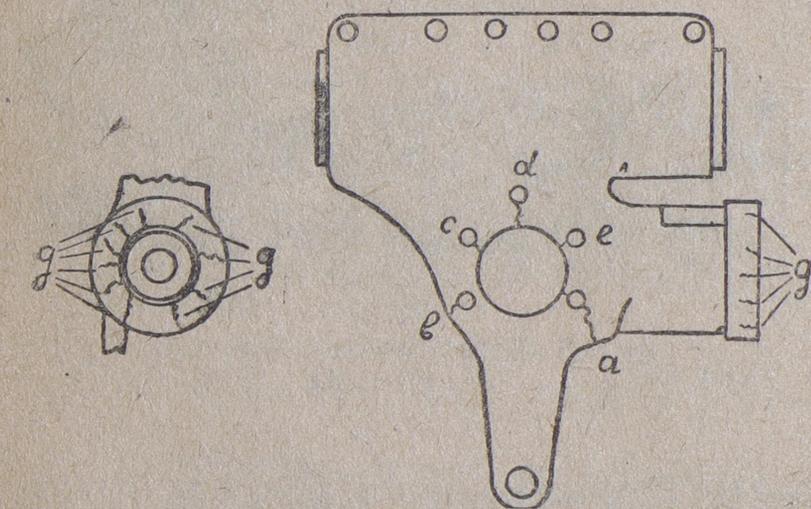
Хотя запас прочности частей паровой машины сравнительно с стационарной машиной несколько меньший, но при всех нормальных условиях подобных случаев не должны иметь места. Случается это тогда, когда в цилиндрах ненормально возрастает конечное давление при сжатии во вредном пространстве, и значительно превысит котловое давление. Это может быть в случае уменьшения вредного пространства цилиндров



Фиг. 3. Разрыв задней части цилиндра паровоза серии Э от гидравлического удара воды в цилиндре

по той или иной причине (заполнение последнего водой при бросании воды котлом и т. п.).

На уменьшение объема вредного пространства оказывают большое влияние также отложения обуглившейся смазки на крышках и заточках цилиндров, паровых окнах и поршнях. Чем больше нагара, тем меньше требуется воды для заполнения вредного



Фиг. 4. Наколы и надрывы крейцкопфов паровоза серии Э

пространства и тем больше шансов на удар воды в цилиндрах с разрушительными последствиями.

Расстройство парораспределительного механизма и неисправность хода поршня в некоторых случаях способствуют увеличению сжатия и повышению конечного давления в цилиндрах при подходе поршня к мертвому положению.

Обычно вредное пространство берется в процентах к объему цилиндра; на паровозах серии Э оно составляет 10% объема цилиндра; на паровозах серии С—12, 3%, СУ—9,92%.

Чем больше уменьшается вредное пространство по сравнению с расчетным и чем больше сжатие в конце хода поршня во вредном пространстве, тем больше опасность водяного удара для частей движущего механизма.

Оставляя пока в стороне причины появления воды в цилиндрах и образования нагара в цилиндрах, мы постараемся выяснить те причины, которые вызывают в цилиндрах чрезмерное повышение конечного давления при сжатии до такой степени, что вызываются поломки движущего, а иногда и парораспределительного механизмов.

Фиг. 4а Разрыв крейцкофа паровоза серии Э при гидравлическом ударе воды в цилиндре распределительного механизмов.

Конечное давление при сжатии во вредном пространстве и сущность явлений ударов воды в цилиндрах

На фиг. 6 представлены 3 индикаторных диаграммы паровоза серии Э, снятые с натуры при разных отсечках. При чем, как видно из диаграммы *a*, при 0,5 отсечке конечное давление составляет 4 атм. при начале сжатия 0,25% хода поршня; на второй диаграмме *b* при 0,3 отсечке и 20-километровой скорости и начале сжатия при 40% хода поршня конечное давление составляет около 5,5 атм. и на третьей диаграмме *c* при 0,2 отсечке и 42 километровой скорости и начале сжатия—77% хода поршня, конечное давление—10 атм. С увеличением скорости сжатие и конечное давление еще более увеличивается.

Если мы обозначим:

1. Котловое давление через $P_K = 12$ атм.
2. Начальное давление сжатия $P_B = 1,2$ атм.



Фиг. 5. Излом пальца ведущего кривошипа

3. Вредное пространство — $S_0 = 10\%$
4. Предварение впуска — $VE = 1\%$
5. Начало сжатия — $S_1 = 40\%$ хода поршня.
6. Объем пара в цилиндрах при начале сжатия — V_n .
7. " " " " " в конце " V_k .

Тогда пар давлением в 1,2 атм. в начале сжатия будет иметь объем:

$$V_n = S_1 + S_0 = 40 + 10 = 50\%$$

объема цилиндра.

При наличии, скажем, 5% воды в цилиндре и при тех же условиях объем пара будет иметь:

$$V_n = S_1 + S_0 - 5\% \text{ воды} = 40 + 10 - 5 = 45\%$$

В конце сжатия объем пара будет в первом случае:

$$V_k = S_0 + VE = 10 + 1 = 11\%;$$

во втором случае:

$$V_k = S_0 + VE - 5\% \text{ воды} = 10 + 1 - 5 = 6\%.$$

По закону $PV = \text{constant}$.

Давление в конце сжатия выразится следующим соотношением:

$$P_v = P_n \frac{V_n}{V_k} = 1,2 \frac{40 + 10}{10 + 1} =$$

$= 5,45$ атм.; это без воды.

Во втором случае:

$$\text{С } 5\% \text{ воды } P_v = P_n \frac{V_n}{V_k} = 1,2 \frac{40 + 10}{5 + 1} - \text{воды } 5\% = 9 \text{ атм.}$$

Как известно, вода, находящаяся в распыленном состоянии в насыщенном паре, во время сжатия, повышаясь в температуре, частично обращается в пар. Если в начале сжатия, количество пара превосходило количество воды, то пар к концу процесса сжатия может даже перегреться.

В целях упрощения вычислений мы условно примем как в предыдущем, так и в последующем, что температура и соотношение по весу между водой и паром остаются постоянными в течение всего периода сжатия.

В приведенном примере с 5% воды конечное давление в 9 атм. меньше котлового, а посему такое количество воды не скажет



Фиг. 6. а, б, в — индикаторные диаграммы паровоза серии Э, снятые с натуры

никаких вредных воздействий на движущий механизм; удары воды в этом случае, если и будут, то легкие (глухие) и легко ликвидируемы открытием цилиндрических кранов. Разрушительное действие удары воды в цилиндре произведут тогда, когда давление при сжатии возрастет значительно выше котлового.

Как видно из диаграмм *a, b, c* (фиг. 6), сжатие даже при нормальных условиях увеличивается с уменьшением отсечки и увеличением скорости. Таким образом, опасность ударов воды при одинаковом ее количестве значительно больше при меньших наполнениях и больших скоростях. Эта опасность отчасти компенсируется тем, что с уменьшением наполнения (отсечки) уменьшается период впуска, а следовательно уменьшается и количество увлекаемой в цилиндры воды.

При прочих равных условиях опасность водяного удара тем больше, чем меньше вредное пространство по сравнению с расчетным и выше конечное давление при сжатии. Возьмем такой случай, когда водою заполнено вредное пространство на 8%; по этой же формуле мы найдем:

$$P_v = P_n \frac{S_i + S_o - 8\% \text{ воды}}{S_o + VE} = 1,2 \frac{40 + 10}{2 + 1} - \text{воды } 8\% = 16,8 \text{ атм.},$$

при этом, конечно, будет ясно выраженный удар воды в цилиндрах, хотя возможно и без видимых последствий, так как давление в 16,8 атм. части машины могут выдержать.

Посмотрим, какое же давление может быть при сжатии, если все вредное пространство будет заполнено водой полностью при всех прочих одинаковых условиях.

$$P_v = P_n \frac{S_i + S_o - 10\% \text{ воды}}{VE} = 1,2 \frac{40 + 10 - \text{воды } 10\%}{1} = 48 \text{ атм.}$$

При отсечке 0,2 и скорости 42 км конечное давление при сжатии, при условии заполнения водою всего вредного пространства, будет еще значительно выше. Однако необходимо заметить, что для образования указанного выше давления, при тех же условиях, кроме обыкновенного сжатия, необходимы дополнительные силы движущихся масс машины, противовесов или — в зависимости от обстоятельства — инерции массы движущегося поезда и т. п. При отсутствии последних давление при сжатии в одном цилиндре уравновесит давление рабочей стороны другого цилиндра, и колеса остановятся или проползут по рельсам. При этих условиях всякого рода наколы, надрывы и даже поломки движущегося механизма, цилиндров и т. п. вполне возможны.

Дополнительные силы, действующие разрушающим образом на движущий механизм

К дополнительным силам, действующим на повышение давления воды в цилиндрах с разрушающими последствиями на движущий механизм и т. п., могут относиться:

- а) силы, действующие на поршень в момент буксования увеличенные разностью плеч кривошипов;
- б) силы инерции вращающихся масс машины и противовесов при буксовании паровоза;
- в) силы инерции движущихся масс поезда при езде по уклону;
- г) сила, вызывающая остановку и скольжение колес.

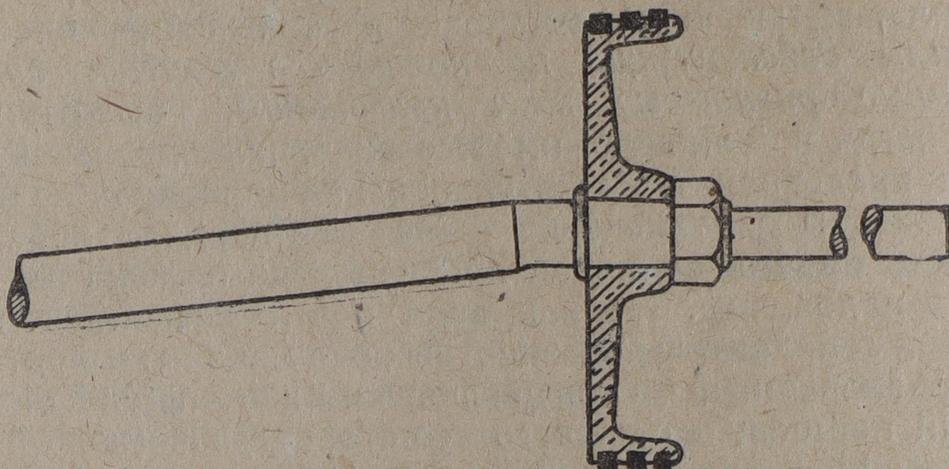
а) *Силы действующие на поршень в момент буксования, увеличенные разностью плеч кривошипов.* Рассмотрим такой случай, когда в цилиндрах имеется вода, цилиндры закрыты и предохранительные клапаны на цилиндрах не работают, при чем водою заполнено не только все вредное пространство, но и часть объема цилиндра при недоходе поршня на 10 мм до мертвого положения. Так как вода почти несжимаема, то при отсутствии дополнительных инертных сил машины и противовесов и при уравнивании сил давления свежего пара, действующих на левый поршень, а с правого — со стороны сжимаемой воды, то остановившийся поршень, дойдя до воды и не имея возможности дальше продвигаться, остановил бы вращение колес; если части движущего механизма выдержат, то паровоз должен был бы проползти на „салазках“. Такое положение может иметь место, если паровоз медленно движется по инерции или медленно продвигается другим паровозом. Такое же положение бывает при перестановке холодных паровозов при наличии в последних воды или льда в цилиндрах. Хотя при более энергичных насильственных продвижениях и хорошем сцеплении колес с рельсами и в этих случаях наблюдаются поломки цилиндрических крышек (фиг. 3), изгибы поршневых дышел (фиг. 1), поршневых штоков, дисков (фиг. 7) и т. д.

Но мы возьмем случай, когда в цилиндры попала вода и паровоз движется самостоятельно под давлением своего пара, и в этот момент сцепление колес с рельсами нарушено, как говорят: „паровоз сбуксовал“.

Возьмем такое положение, когда правый поршень не дошел до заднего мертвого положения на 10 мм, а левый находится в нижнем положении близко к вертикальному (фиг. 8). Тогда на левый поршень с передней стороны будет давить котловое давление (допустим, с потерей на мятие в регуляторном золотнике, расширение в паропроводе и в цилиндре), примерно 10 атм. Уменьшение объема и сжатие смеси пара и воды будет производиться правым поршнем в передней части цилиндров.

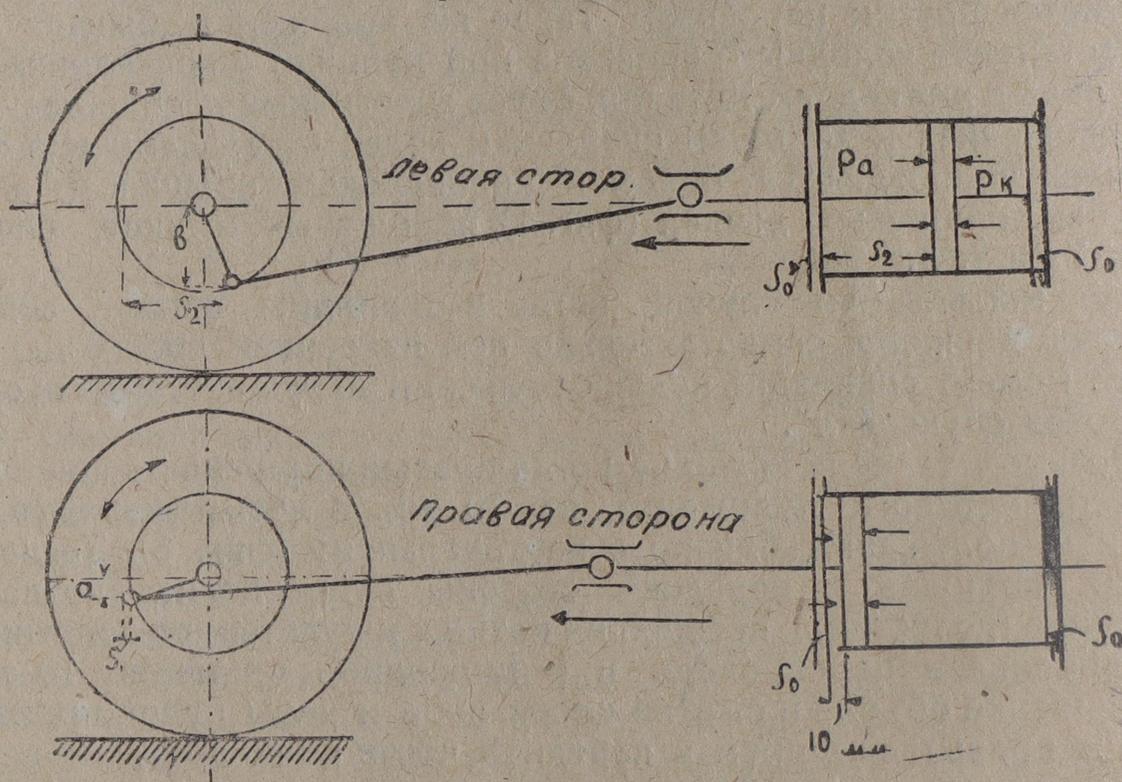
При таком положении кривошипов и поршней в цилиндрах, опасный момент, могущий вызвать разрушение частей машины, будет в задней части правого цилиндра. Те же результаты могут быть при сжатии и в остальных вредных пространствах. По другую сторону этого поршня расширение уже закончено и наступил момент предварения выпуска. Давление в задней части правого цилиндра и в задней части левого незначительно; кроме того, в правом цилиндре оно помогает продвижению поршня назад и

в левом на ту же величину противодействует движению поршня. Поэтому эти величины взаимно уничтожаются, и мы ими пренебрегаем. С давлением в передней части левого цилиндра при большом наполнении, равном почти котловому давлению, и при



Фиг. 7. Изгиб поршневого штока

меньших наполнениях и расширении пара в цилиндре приходится считаться. Так как мы берем момент буксования паровоза, то



Фиг. 8. Соотношение сил в цилиндрах и кривошипах в момент буксования и присутствия воды в цилиндрах

следовательно, при наступлении такого момента, когда обе машины работают как бы на весу, значительная часть силы левого цилиндра освобождается от преодоления сцепления колес с рельсами и передается на ускорение вращающихся и движущихся масс частей механизма правой стороны. Но если сжатие

смеси в задней части правого цилиндра не допускает дальнейшего ускорения их, то освобождающая сила должна идти на сжатие смеси в задней части правого цилиндра. При изложенных выше условиях и при наполнении 0,5 можно считать, что на поршень, а следовательно и на плечо левого кривошипа будет давить пар примерно в 10 атм. с вращением вправо, а на поршень и плечо (а) правого кривошипа будет давить сила сжатия смеси пара и воды, с тенденцией повернуть плечо кривошипа в обратную сторону.

Соотношение сил можно рассматривать следующим образом: на правый поршень передается вся сила левого поршня при 10-атмосферном давлении, при чем вследствие отсутствия сцепления колес с рельсами эта сила увеличивается во столько раз, во сколько плечо (в) левого кривошипа больше плеча (а) правого кривошипа.

Возьмем паровоз серии Э. В данном случае эта сила должна быть выражена следующей формулой:

$$P_{ц} = P_{н} \frac{в}{а}$$

При плече $в = 340$ мм, $а = 80$ мм, плечо $в$ будет больше плеча $а$ в 4,75 раза, следовательно и действие на правый поршень увеличивается в 4,75 раза, т. е. составит:

$$P_{ц} = P_{к} \cdot \frac{в}{а} = 10 \frac{340}{80} = 47,5 \text{ атм.}$$

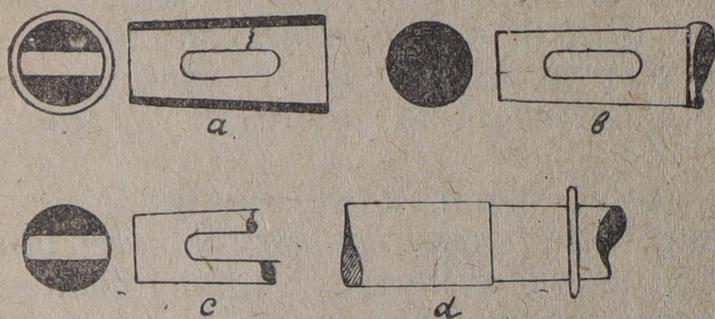
Допустим, что недоход правого поршня до передней крышки вследствие присутствия воды будет не 10%, а 5%, тогда и соотношение плеч $\frac{в}{а}$ изменится в сторону увеличения, так, например: длина плеч в этом случае будет левого (в) = 345 мм, а правого (а) = 40 мм, тогда и сила левого поршня будет действовать на правый поршень по той же формуле следующим образом:

$$P_{ц} = P_{к} \cdot \frac{в}{а} = 10 \frac{345}{40} = 86,2 \text{ атм.}$$

Разумеется, повышение давления до 47,5 и 86,2 атм. может быть также при наличии дополнительных сил инерции вращающихся масс машины и противовесов при буксовании или силы инерции масс движущегося поезда.

Как видно из приведенных цифр, при этих условиях сила сжатия в цилиндре достигает 86 атм. на квадратный дюйм или 86 кг на см². Такая сила далеко превышает расчетную и потому повреждение и поломки частей движущего механизма являются неизбежными. Подвергаются повреждению и поломке наиболее слабые части или предварительно уже надорванные

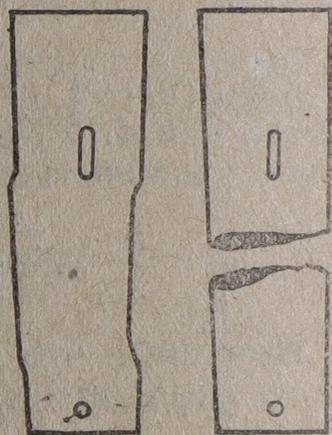
В то же время все части от поршня до пальца кривошипа и даже ведущей оси, воспринимающей это колоссальное напряжение, при сжатии также испытывают это напряжение, и если и не происходят поломки, то могут быть всякого рода микроскопические трещины, наколы, надломы и т. п. При втором и последующих ударах воды в цилиндрах эти трещины постепенно увеличиваются и делают-ся видимыми для невооруженного глаза. Часто даже при ударах воды в цилиндрах меньшей силы эти надломанные части могут окончательно разрушиться. Сюда отно-



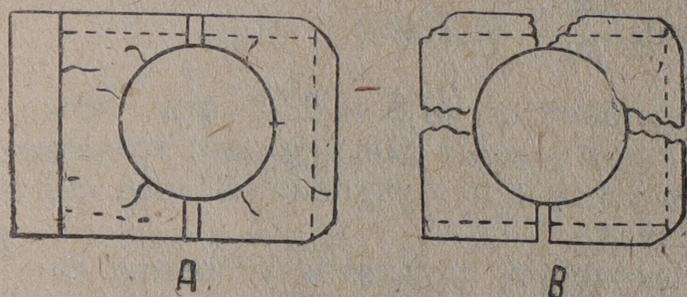
Фиг. 9. *a, b, c, d* — обрывы поршневых штоков

сятся: поршневой шток (фиг. 9), поршневое дышло (фиг. 2), цилиндр с крышкой (фиг. 3), крейцкопф (фиг. 4*a*), клинья крейцкопфные и поршневого дышла (фиг. 10), их подшипники (фиг. 11), надлом рамы (фиг. 12), пальцев кривошипов (фиг. 6) и даже нарушение запрессовки и поломка ведущей оси (фиг. 13).

Характерно, между прочим, что в большинстве случаев в поломанных частях машины обнаруживаются так называемые старые надломы с явно выраженными следами старой ржавчины. Указанное явление объясняется именно тем, что эти старые надломы образуются не сразу, постепенно, начиная с микроскопических наколов; постепенно под действием тех же повторных больших напряжений, вследствие ударов воды в цилиндрах, эти наколы увеличиваются, делают-ся видимыми нево-



Фиг. 10. Изгибы и обрывы клиньев крейцкопфных и поршневого дышла



Фиг. 11. Наколы и поломки дышловых и крейцкопфных подшипников

оруженным глазом, в трещину проникает влага, окисляет надломанную поверхность и создает таким образом старый надлом.

Для надломанной части требуется значительно меньше усилий, чтобы ее окончательно разрушить. Конечно, не исключается возможность старых надломов и по-

ломок частей машины вследствие наличия пороков в отливках и поковках и недоброкачества металла. Если удар воды имел

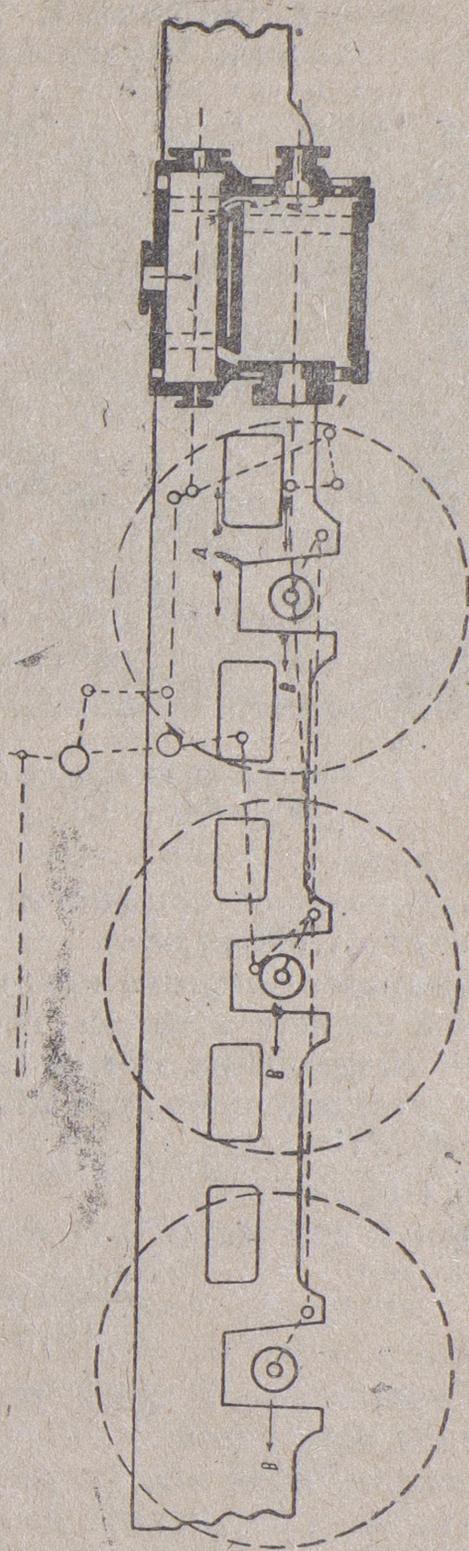
место в передней части цилиндра, дело до поломок частей машины обычно не доходит, а оканчивается вгонкой поршневого штока в горловину крейцкопфа или изгибом поршневого дышла (см. фиг. 1 а), при этом указанные выше воздействия на все остальные части не исключаются.

Изгиб поршневого дышла наружу (фиг. 1 с) почти всегда вызывает изгиб эксцентрикового дышла, которое в это время, будучи очень близко около поршневого дышла, цепляется за него и в свою очередь изгибается.

При ударе воды в задней части цилиндра обычно бывают следующие повреждения: разрываются поршневые дышла в наиболее слабых местах (фиг. 2 а), образуются наколы у шпильковых отверстий крейцкопфной планки (фиг. 4), разрыв крейцкопфов (фиг. 4 а,) изгибы и поломки крейцкопфных и поршневого дышла клиньев (фиг. 10), наколы и поломки крейцкопфных и поршневых подшипников (фиг. 11), нарушается запрессовка пальцев ведущих кривошипов и ведущей оси и т. п.

Заметим, что все эти явления поломок движущего механизма, как установлено наблюдениями, производятся преимущественно во время буксования при трогании с места паровоза с поездом и наличии в котле воды более $\frac{1}{2}$ водомерного стекла, в зимнее время — когда паровоз примерз к рельсам и при буксовании его, при подтаскивании поезда, при быстрой езде с уклона на подъем и захвате воды через регулятор, при буксовании на подъемах, при езде с поездом и т. п.

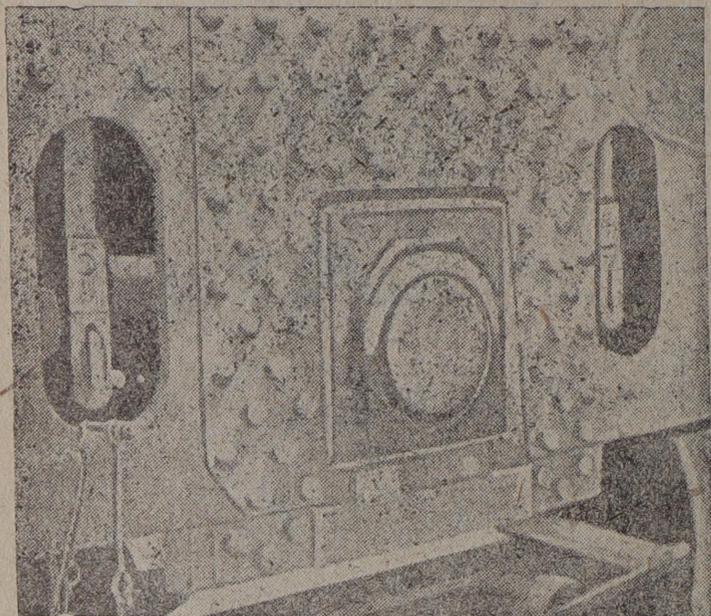
б) *Силы инерции вращающихся масс машин и противовесов при буксовании паровоза.* Вращающиеся массы машины неразрывно связаны с поршнями обоих цилиндров. При наличии воды в правом цилиндре, если вращающиеся массы и силы, действующие на левый поршень, в приведенном выше примере велики, давление во вредном пространстве



Фиг. 12. Надрывы рамы паровоза при гидравлическом ударе воды в цилиндре

правого цилиндра повышается настолько, что вызывается поломка частей машины правой стороны в наиболее слабых местах.

Как известно, при трогании с места при нормальных условиях инерция вращающихся масс и противовесов невелика, но при буксовании и при больших скоростях влияние инерции достигает колоссальных размеров. С увеличением момента инерции α и угловой скорости V увеличивается живая сила $0,5 LY^2$ осей.



Фиг. 13. Поломка ведущей оси на паровозе серии С

колесами, из осторожности будем считать примерно 0,75, что составит 41.781 кг/м.

Предположим, что недоход поршня вследствие присутствия воды в заднем вредном пространстве левого цилиндра будет не на 10 м/м, а на 20 м/м (0,02 м) и для того, чтобы работа эта была поглощена на пути 0,02 м, среднее давление сжатия должно быть $\frac{41781}{0,02} = 2089050$ кгм.

При такой силе давления в левом цилиндре могло быть

$$\frac{2089050}{3316} = 630 \text{ кг/см}^2.$$

Разумеется, что силы, развиваемые вращающимися массами машины, как указано выше, громадны, а поэтому не приходится удивляться, если иногда разрывается цилиндр или обрывается и изгибается поршневое дышло, крейцкопф, пальцы кривошипов и даже лопаются ведущие оси и рама паровоза.

Конечно, это теоретический подсчет, на практике такого давления не может быть, так как разрушение одной из частей машины наступит при значительно меньшем давлении в цилиндре, и дальнейшее повышение давления просто не успеет образоваться.

Определим работу одного оборота буксующих осей на месте при трогании с места паровоза серии Э при:

1) ходе поршня — $S = 0,7$ м,

2) площади поршня $F = 3316$ см²,

3) среднем давлении P_M в цилиндре при наполнении $0,4 \cong 6$ атм.

При этих данных работа пара в цилиндрах составит за один оборот:

$$2 (2S) F P_M = 2 (2 \cdot 0,7) 3316 \cdot 6 = 55708 \text{ кг/м.}$$

Принимая во внимание трение колес и частей машины, работу, воспринятую

в) *Силы инерции движущихся масс поезда при езде по уклону.*

При езде по уклону и малой скорости сила инерции движущихся масс поезда и паровоза передается движущему механизму через трение колес с рельсами. При влажных рельсах связь колес с рельсами нарушается, сопротивление сжатию при наличии воды в цилиндре заставляет колеса скользить по скользким рельсам, при чем сопротивление движению поглощает энергию поезда и поезд замедляет ход. При этом перенапряжение механизма устраняется, и повреждения частей машины может и не быть. Влияние массы поезда на повышение давления смеси в цилиндре повышается пропорционально живой силе поезда; это влияние быстро достигает своей наибольшей величины, так как живая сила поезда $0,5 MV^2$ весьма велика даже при малом V .

При больших скоростях скольжения не происходит, так как сильное влияние вращающихся масс и давление левого цилиндра в приведенном выше примере доводят давление в правом цилиндре до такой высоты, что наступает повреждение частей движущего механизма.

По исследованиям немецкого инженера *Ckutscha*, на пассажирском паровозе 2-2-0 при 80-километровой скорости, при следовании поезда по уклону, работа, воспринятая колесами, определилась при помощи момента инерции и угловой скорости колес настолько высокой, что давление в цилиндре на пути 0,02 м далеко превысило указанную выше цифру 630 кг на см².

г) *Сила, вызывающая остановку и скольжение колес.* Приведем цифровой пример, когда наступит момент скольжения колес. Предположим, что скольжение колес началось тогда, когда поршень не дошел до мертвого положения на 10 мм, и определим, насколько повысилось давление при сжатии смеси под влиянием движения массы поезда.

Сжатие смеси, уменьшенное (фиг. 8) в отношении плеча a к радиусу ведущего колеса, стремится затормозить поезд, при чем указанное сжатие встречает сопротивление в массе поезда, определяемое силой тяги Z , приложенной к окружности ведущего колеса и равной сцепному весу, умноженному на коэффициент сцепления. Так как этот коэффициент при сухих рельсах велик, то сила Z действует с наибольшим значением.

Для примера возьмем паровоз 0-5-0, его силу тяги примерно $Z \cong 16000$, плечо $a = 80$ мм, радиус колеса $D = 650$ и площадь поршня $F = 3316$ см². При этих данных момент скольжения колес наступит при сжатии смеси во вредном пространстве

$$\frac{1}{2} \frac{ZD}{Fa} = \frac{1}{2} \frac{16000 \cdot 650}{3316 \cdot 80} = 18,6 \text{ кг на см}^2.$$

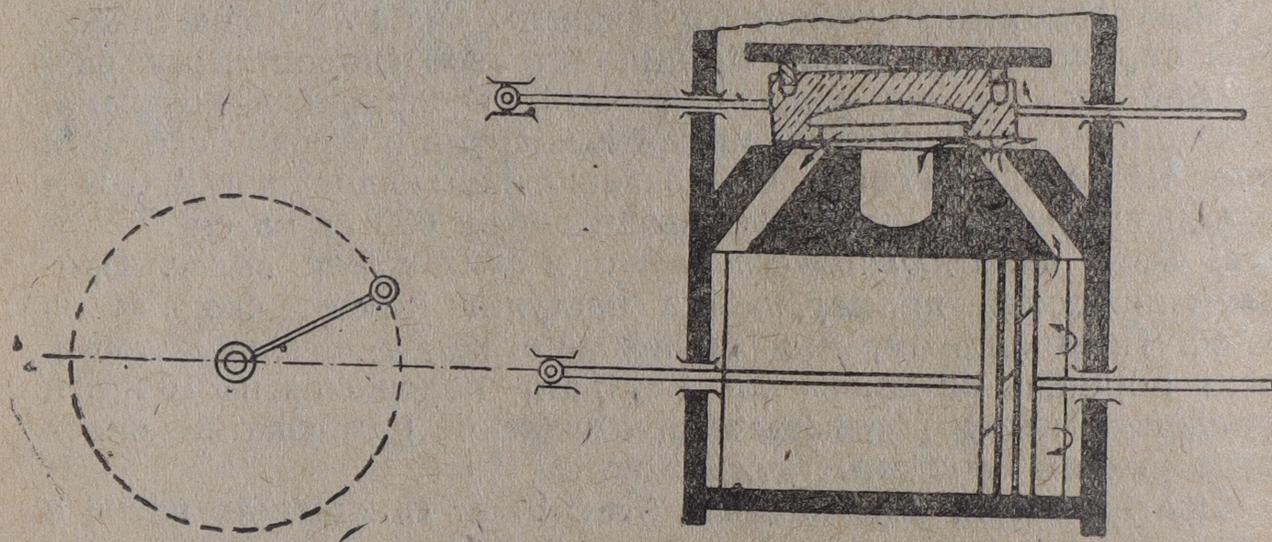
Хотя в правом цилиндре и образуется повышенное давление, но повреждения движущего механизма при скольжении колес, как указано выше, не произойдет.

При сухих рельсах и при условиях повышения давления в цилиндрах могут произойти повреждения механизма, если цилиндрические краны не приведены в действие и предохранительные клапаны неисправны. Если же цилиндрические краны приведены в действие и предохранительные цилиндрические краны обеспечивают выход излишка давления воды наружу, то повреждения частей также не произойдет.

Таким образом выше нами установлено четыре фактора, влияющих на повреждение движущего механизма. Однако, кроме случая простого буксования при еще неподвижном паровозе и поезде, часто действует несколько указанных выше факторов одновременно и тогда уже повреждения частей машины безусловно должны иметь место.

Плоские и круглые золотники

На фиг. 14 и 15 показаны моменты сжатия смеси во вредном пространстве при плоских и круглых золотниках. Из фиг. 14 ясно



Фиг. 14. Работа плоского золотника при чрезмерном сжатии в цилиндра и при ударе воды в цилиндре

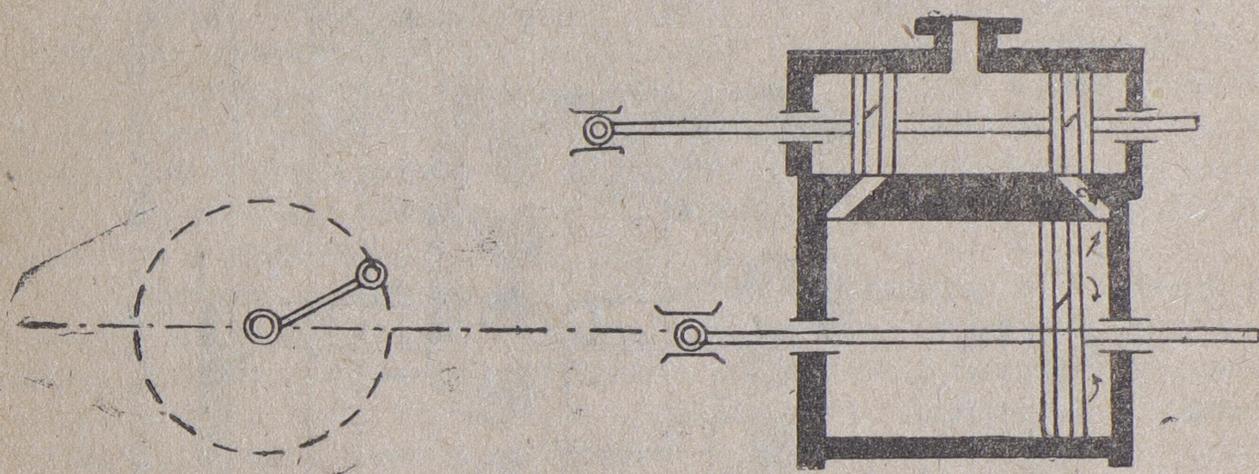
видно, что при сжатии при превышении давления в паровом окне над давлением на золотник сверху последний подымается на некоторую величину и выпускает превышенное давление и сжатую смесь частично под золотник, выпускное окно и конус, а частично обратно в золотниковый ящик. Таким образом, удар воды в цилиндре если и будет, то во всяком случае без повреждений движущего механизма и цилиндров.

Совершенно не то происходит при сжатии смеси при круглых золотниках (фиг. 15). В виду того, что круглые золотники не отжимаются, отжатие же золотниковых колец на дисках настолько незначительно, что никакого существенного значения не имеет на понижение давления при сжатии смеси во вредном простран-

стве, а поэтому при наличии воды в цилиндрах, буксовании или большом количестве оборотов машины повышение давления до ненормально высокого неизбежно, а также вполне возможны повреждения и поломка движущего механизма или цилиндров.

Продувательные и предохранительные цилиндровые клапаны

Для удаления из цилиндров конденсационной и попавшей из котла воды, как известно, существуют продувательные и цилиндровые краны, а для предупреждения повышения давления и удаления воды из вредного пространства при сжатии существуют цилиндровые предохранительные клапаны, которые на паровозах с перегревом устанавливаются по одному на каждой цилиндровой крышке (фиг. 16).



Фиг. 15. Работа круглого золотника при чрезмерном сжатии в цилиндре и ударе воды в цилиндре

Как продувательные краны, так и предохранительные клапаны успешно выполняют свое назначение при исправности их при нормальных условиях. Но, как описано выше, повреждение движущего механизма происходит именно при буксовании и больших скоростях, при переходах с уклона на подъем, когда из котла обильно увлекается вода. Кроме того, как буксование, так и увлечение воды из котла происходит быстро и внезапно, так что паровозная бригада часто не успеет принять соответствующие меры, как факт повреждения уже совершился. При буксовании и при больших скоростях ни цилиндровые краны, ни предохранительные клапаны не обеспечивают выпуска из цилиндров обильно поступающей из котла воды, захватываемой регулятором, а также и мгновенного повышения давления в цилиндрах в момент подхода поршня к мертвому положению. Это подтверждается и расчетом ¹⁾, и опытом при повреждениях движущего

¹⁾ М. Остгоф. Удары воды в паровозных цилиндрах.

механизма. Ко всему этому необходимо добавить, что предохранительным цилиндрическим клапанам уделяется очень мало внимания как при ремонтах, так и во время службы паровоза, вследствие чего они перестают работать, что обычно подтверждается проверкой их состояния во время повреждения движущего механизма и цилиндров от удара воды. Неисправность их главным образом заключается в том, что пружины клапанов не регулируются, при ремонтах во время работы пружины настолько зарастают грязью и смазочными отложениями, что подъем клапана делается почти невозможным, и работа его, таким образом, прекращается.

Причины бросания воды котлом

Причины „бросания“ воды котлом в цилиндры разнообразны. Главнейшие из них следующие:

1. Чаще всего „бросание“ воды происходит при трогании паровоза с места с поездом. Так как во время стоянки цилиндры обычно охлаждаются, пароперегревательная камера также охлаждается и температура ее в этот момент обычно ниже температуры пара в котле, то естественно в первый момент открытия регулятора произойдет конденсация пара, и весь конденсат попадет в цилиндры.

2. Пароперегреватель Шмидта имеет так называемые „мешки“, где при охлаждении коллектора собирается конденсат от могущего пропуска пара регуляторным клапаном. Явление конденсации может быть также и в элементах при засорении жаровых труб. В первый момент открытия регуляторного клапана весь этот конденсат из „мешков“ и элементов подхватывается паром и увлекается в цилиндры.

3. Осторожное и умелое открытие регуляторов имеет важное значение на увлечение воды из котла. При быстром открытии большого клапана одновременно увлекается из парового пространства большое количество пара, в котле происходит в это время бурное вскипание воды с выделением большого количества пузырьков, которые увлекают за собой распыленную воду в открытое отверстие регулятора и дальше в цилиндры.

Такое явление может быть при трогании поезда с места, когда машинист желает быстро развить ход, или при переходе с уклона на подъем при желании легко выскочить на последний, а также при разных резких и неосторожных манипуляциях с регулятором в пути следования.

4. При трогании с места поезда на станционных путях, а также на больших подъемах и кривых малого радиуса (особенно, если паровозная бригада несвоевременно даст песок) буксование имеет место часто даже при чистых и сухих рельсах. В это время при большом количестве оборотов машины вызывается сильное течение пара из котла; в свою очередь в котле, вслед-

ствии освобождения парового пространства и понижения давления, бурно вскипает вода и вместе с пузырьками пара увлекается в паропровод и цилиндры. Обычно на стоянках под поездом и при езде по уклонам, принимая во внимание предстоящую напряженную работу, машинисты накачивают в котел воды больше нормы, в этом случае положение с бросанием воды усугубляется.

5. Качество питательной воды в значительной мере влияет на овлажнение пара. Содержание в воде солей, жиров и масла, особенно после ремонта котла, способствует образованию пены и бурному кипению и увлечению воды с паром в цилиндры.

6. Загрязнение котла при длительной работе паровоза без промывки также способствует образованию пены и бурному кипению и увлечению воды в цилиндры. После промывки первые поездки обычно обходятся без бросания воды; с последующими поездками грязь и соли все более концентрируются в котле и перед промывкой бросание воды увеличивается по причине загрязнения котла. Во время весеннего половодья, когда особенно грязная вода подается в резервуары, а потом на паровозы без очистки и фильтрования, бросание воды котлом наблюдается при всех предосторожностях, даже при первых поездках.

7. На влажность пара, а следовательно и на бросание воды котлом, влияет давление пара в котле. Практически установлено, что чем выше давление пара, тем меньше наблюдается бросание воды при всех прочих одинаковых условиях. Величина выделяющихся пузырьков пара находится в обратном отношении к давлению пара. Так, например, при 12 атм. по манометру величина пузырьков пара, примерно, в 1,3 раза меньше, чем при 9 атм. и в 1,8 раза меньше, чем при 6 атм. ¹⁾). Поэтому естественно, при одинаковой паропроизводительности, при пониженном давлении, напряжение котла и влажность пара увеличивается. При пониженном давлении работа машины ухудшается, расход воды и пара увеличивается.

8. Объем парового пространства и количество воды в котле также имеет влияние на бросание воды. С увеличением воды в котле уменьшается паровое пространство и увеличивается влажность пара. Быстрое и значительное падение давления в котле при впуске пара в пароперегреватель и цилиндры при спущенном рычаге вызывает внезапное и бурное образование пара в котле приблизительно в объеме присоединенного пространства; при чем парообразование происходит тем бурнее, чем быстрее было падение давления. При этом паром увлекаются капельки воды в пароперегреватель и цилиндры и тем энергичнее, чем больше воды в котле.

9. Выбор конструкции паросушителя имеет также влияние на уменьшение бросания воды. Вот, примерно, основные причины

¹⁾ М. Остгоф. Удары воды в паровозных цилиндрах.

бросания воды котлом, не касаясь конструктивных особенностей паровых котлов и машины, которые также в некоторых случаях оказывают влияние на бросание воды.

Соответствующее внимание и опытная рука машиниста в большинстве случаев легко могут предотвратить бросание воды котлом и попадание ее в цилиндры, а следовательно возможно предупредить удары воды в цилиндрах и повреждение движущего механизма.

Причины образования нагара в цилиндрах и на поршнях

а) Качество цилиндрического масла. Несомненно, качество смазки оказывает громадное влияние на образование нагара в цилиндрах и на поршнях, особенно на паровозах с перегревом пара. От качества цилиндрического масла зависит исправность работы машины паровоза и т. п. Дело в том, что температура перегретого пара при хорошем перегреве достигает до 350° и более, и для того, чтобы обеспечить исправность работы машины, смазочное вещество должно обладать способностью сохранять свое смазочное свойство при указанной выше температуре перегрева (не гореть).

Обычно для смазывания цилиндров, работающих перегретым паром, употребляются специальные цилиндрические масла минерального происхождения, как то: вискозин, цилиндрическое масло, вапор, гаргойль, дембо и др. Масло растительного и животного происхождения мало пригодно для перегрева пара, так как жиры последнего легко разлагаются под действием высокой температуры, после чего масло теряет свое смазочное свойство. Хорошим качеством считается: 1) если масло имеет высокую температуру вспышки (около 400°); 2) наибольшую вязкость при 100° по Энглеру — $4,5-8^{\circ}$; 3) не содержит смолистых веществ; 4) минимальное содержание асфальта ($0,1\%$); 5) и золы ($0,1-0,4$); 6) содержание органических кислот (SO_3) в пределах $0,1\%$; 7) масло должно обладать хорошей способностью распыляться в паре; 8) и хорошей испаряемостью.

Температура вспышки характеризует способность масла выдерживать высокую температуру перегретого пара, не разлагаясь и не испаряясь в значительной степени, а следовательно и не образовывать нагара.

Вязкость масла или его густота имеет большое значение, как хороший показатель сцепления между частицами масла, т. е. его внутреннего трения. Внутреннее трение в цилиндрических маслах должно быть большим, так как во время напряженной работы поршней, при высокой температуре перегретого пара, может легко выдавливать масло трущимися поверхностями.

Цилиндрическое масло, попадая в среду перегретого пара, частично испаряется, при этом испаряемые продукты, в зависимости от качества масла, могут быть в большей или меньшей

степени или совершенно не быть смазочно-способными. Неиспаряющиеся частицы смазочного вещества образуют нагар.

В смазочных маслах примеси кислот (SO_3), остающиеся в масле вследствие неудовлетворительной их очистки, действуют разрушающим образом на металлические трущиеся поверхности.

Примеси же смолистых и асфальтовых веществ образуют сгустки, которые отлагаются на стенках цилиндров и поршней и паровпускных окон, уменьшают тем самым вредное пространство и увеличивают трение между стенками цилиндров, поршнями, втулками и золотниками и способствуют задиранию и быстрому износу поршневых и золотниковых колец.

При быстром и холостом ходе паровоза в момент сжатия во вредных пространствах (особенно без байпассов) обычно развивается высокая температура, вследствие чего смолистые и асфальтовые сгустки обугливаются, коксуются и превращаются в нагар.

Необходимо заметить, что помимо указанных выше качеств цилиндрическое масло только тогда может хорошо смазывать цилиндры поршня и золотники, когда оно способно хорошо перемешиваться с паром.

Промасленный пар, смывая стенки цилиндров и золотниковых втулок, оставляет на них — вследствие разности температур стенок и пара, доходящей в среднем до $100^{\circ}C$ — сгущаемые частицы масла, которые смазывают стенки цилиндров и золотниковых втулок и уменьшают трение между стенками цилиндров, поршней и золотников.

При соединении с паром очень густого масла, не особенно склонного к распылению, частицы масла, приставшие к стенкам цилиндра, сгоняются поршнем к вредному пространству. Сгустки эти отлагаются на крышках цилиндров, заточках цилиндров, поршнях, паровпускных окнах, золотниковых втулках, залепляя золотниковые кольца, постепенно выпариваются, осмоляются и превращаются в твердый коксообразный нагар.

Как видно из вышеизложенного, качества смазки имеют громадное значение на образование нагара, на износ поршневых колец и стенок цилиндров и золотниковых втулок, чугунная пыль которых, перемешиваясь с частицами смазки, также образует сгустки и в конце концов — нагар. Но было бы ошибочно думать, что образование нагара зависит только от качества смазки; имеются и другие факторы, влияющие на образование нагара, к которым мы и перейдем.

б) *Влияние способа смазывания цилиндров и золотников при перегретом паре на образование нагара.* Следует иметь в виду, что и вполне хорошее цилиндрическое масло способно образовать нагар при нерациональном смазывании. Паровозные бригады часто увлекаются обильным смазыванием, беря пример с цилиндров, работающих насыщенным паром. При перегреве и обильном смазывании смазочное вещество задерживается дольше

обыкновенного в цилиндрах и подвергается продолжительному действию высокой температуры, как высоко перегретого пара, так и при сжатии во время холостого хода. Все эти излишки, особенно на холостом ходу, сдвигаются поршнями и золотниками в нерабочие части цилиндров, где они сгущаются и постепенно от высокой температуры вследствие трения и сжатия обугливаются, образуя *нагар*. Тонкий слой *нагара* в нерабочих частях цилиндра с дальнейшим наслоением прогрессивно увеличивается вследствие лучшего прилипания к шероховатой поверхности частичек смазки, чем к гладкой, а также вследствие уменьшения вредного пространства от нагара; сжатие и температура при сжатии на холостом ходу увеличиваются, чем и ускоряется процесс образования нагара.

Автору при исследовании причин образования нагара пришлось наблюдать такие явления. На одном и том же пассажирском паровозе, поставленном в совершенно одинаковые рабочие условия, в течение двух междупромывочных тур (по 1500 км) было проделано следующее. При соответствующем инструктаже спаренных паровозных бригад в первый междупромывочный период клапана маслянки с видимой подачей устанавливались на деление 0,3 и при втором на 0,6. Заправка маслянок производилась чистым вискозином № 7, причем, при вскрытии цилиндров и золотников на промывке, последние в первом случае оказались совершенно чистыми, а при втором — были значительные обуглившиеся отложения с заполнением вредных пространств нагаром. На следующей промывке при опыте с открытием клапанов маслянки на 0,5 при вскрытии цилиндров и золотников было обнаружено значительное заполнение нагаром вредных пространств, окон поршней и золотников: из каждого цилиндра и золотниковой коробки было извлечено по 2 ведра нагара. Указанное обстоятельство свидетельствует о безусловной вредности чрезмерного смазывания цилиндров при перегреве как со стороны чрезмерного расхода смазки, так и со стороны загрязнения цилиндров, обеспечения их правильной работы и ремонта. Кроме того при частичном заполнении нагаром вредного пространства увеличиваются возможности ударов воды в цилиндрах.

в) *Влияние байпасов на образование нагара в цилиндрах.* На практике замечено образование нагара в цилиндрах при совершенно равных условиях работы на паровозах без байпасов, хотя бы с клапанными Алешникова или Шукалова, значительно больше, чем на паровозах, оборудованных байпасом других систем. Да это и понятно. Дело в том, что при езде без пара, особенно на длинных уклонах и больших скоростях и без байпасов на цилиндрах, в последних развивается температура от трения поршня и сжатия воздуха в момент подхода к мертвым положениям поршня до 400° и более. При этом смазочные продукты, попав в цилиндры, под влиянием высокой температуры разлагаются, обугливаются и постепенно наслаиваются на крышках цилиндров,

паровпускных окнах, поршнях и заточках цилиндров в виде нагара, уменьшая тем самым объем вредного пространства. Такое положение, конечно, имеет место при круглых золотниках.

Указанное обстоятельство особенно было заметно на большинстве паровозов серии Э заграничной постройки, на которых места для байпасов имелись, а байпасы не были поставлены на заводах.

Образование нагара на этих паровозах заставляло ставить байпасы в депо приписки своими средствами, чтобы избавиться от нагара и задиров цилиндров и золотниковых втулок.

Насколько сила сжатия уменьшается при работе байпасов заметно было также по свободному ходу паровоза при езде без пара, а также по значительно меньшему износу подшипников поршневого дышла и т. п. На паровозах, оборудованных золотниками Трофимова, образования нагара наблюдаются значительно меньше. Это надо объяснить тем, что при езде с закрытым регулятором здесь не происходит засасывания газов из дымовой коробки и отсутствует чрезмерное сжатие, вследствие чего и температура в цилиндрах около 150° , вместо $300-400^{\circ}$.

г) *Влияние посторонних тел на образование нагара в цилиндрах.* На образование нагара, помимо качества смазки и влияния байпасов, имеет громадное значение влияние посторонних тел. Дело в том, что в цилиндры, помимо пара воздуха и смазки, попадают песочная пыль через клапаны Риккура, несгоревшие частицы топлива, которые засасываются из дымовой коробки при езде с закрытым регулятором¹⁾ и при сухом контр-паре, затем частицы накипи и растворенных солей, находящихся в верхних слоях котловой воды и увлекаемых в цилиндры при бросании воды котлом, и, наконец, мелкая чугунная пыль от стирания поршневых и золотниковых колец, втулок золотниковых и стенок цилиндров. Эти посторонние тела, а главным образом мелкая чугунная пыль, в атмосфере нагретого, вследствие сжатия до температуры в $300-400^{\circ}$, воздуха, находящегося в цилиндрах при езде с закрытым регулятором, особенно способствует окислению смазки, осмолению ее и образованию коксообразной массы, которая вокруг этих посторонних тел постепенно наслаивается и образует массы нагара.

д) *Влияние неправильности парораспределительных золотников и хода поршней.* Если парораспределительные золотники неправильно установлены (сдвиг в одну сторону)—то ясно, с той стороны, где предварение впуска уменьшено или его совсем нет (при грубой неправильности)—с этой стороны поршня сжатие воздуха при езде без пара начнется раньше и закончится большим конечным давлением и высокой температурой, а следова-

¹⁾ Таких моментов, когда дымовая коробка соединяется с цилиндрами, за один оборот колеса бывает два с каждой стороны. Засасывание газов из дымовой коробки в цилиндры при езде без пара бывает в моменты сжатия с противоположной стороны поршня.

тельно на основании изложенного в предыдущем пункте 2 возможность образования нагара может иметь место.

При неправильном ходе поршня, в случае резкого уменьшения вредного пространства при сжатии, хотя и в меньшей мере, может получиться то же явление, что и при резком сдвиге парораспределительного золотника. На практике те и другие случаи имели место.

Меры к устранению нагара в цилиндрах

На основании вышеизложенного нетрудно наметить ряд мероприятий, помощью которых образование нагара в цилиндрах можно совершенно изжить или, в крайнем случае, свести к редкой случайности; они следующие:

1. Применение цилиндрических масел хорошего качества, вполне отвечающих техническим условиям на температуру вспышки, вязкость, содержание смолистых веществ, золы, асфальта, органических кислот, способность хорошего распыления в паре и испаряемости (подробно см. качество смазки).

2. Рациональное смазывание цилиндров, заключающееся в том, что количество подаваемого масла в цилиндры должно быть отрегулировано так, чтобы не было подергивания рычага, что обычно имеет место при малой подаче смазки, а также чтобы не было обильного смазывания, последнее определяется по жирным следам смазки на золотниковых и поршневых штоках. Регулирование должно производиться при пресс-маслянке с видимой подачей при помощи установки специальных клапанов на то или иное деление (от 0 до 0,9); при пресс-маслянке с невидимой подачей регулирование производится при помощи пере-становки выше или ниже соединения передаточного рычага с кулисным механизмом.

Так как подача смазки не только зависит от установки клапанов и передаточного рычага, но и от исправности шаровых клапанов и степени исправности поршеньков, то в этом направлении необходимо соблюдать строго периодические осмотры пресс-маслянок с приведением внутреннего механизма своевременно в полный порядок.

3. В части устранения излишнего сжатия, дающего большое конечное давление и высокую температуру сжатого воздуха, надлежит стремиться к применению на всех поездных паровозах с перегревом золотников Трофимова, но так как это сделать сразу нельзя, то установка байпасов там, где нет, с клапанами Лопущинского, Алешникова или Шукалова является весьма желательной и необходимой.

4. Что касается недопущения посторонних тел в цилиндры, то для этого следует места около указанных выше клапанов, а также дымовую коробку и котловую воду содержать в чистоте и не допускать бросания воды котлом. Чугунная пыль от износа

поршневых и золотниковых колец и стенок цилиндров при хорошем смазывании цилиндров сама собою устранилась.

5. Правильность парораспределения и хода поршней всегда должна быть на надлежащей высоте не только в целях недопущения нагара в цилиндрах, но и вообще в целях правильной и экономной работы паровозной машины.

ВЛИЯНИЕ КОНТР-ПАРА НА УВЕЛИЧЕНИЕ СЖАТИЯ

Вопрос о контр-паре и повреждении движущего механизма при контр-паре давно занимал автора. То обстоятельство, что при контр-паре на длительных уклонах вгонялся поршневый шток в крейцкопф, изгибались и даже лопались клинья крейцкопфные и поршневого дышла, пропаривали элементы перегревателя Шмидта и Чусова и парорабочие трубы во фланцах—заставило обратить внимание, и допустить возможность повышения давления в цилиндрах, в коллекторе, элементах и парорабочих трубах при контр-паре, даже с краном ле-Шателье. Вопрос о пропаривании элементов и парорабочих труб мы оставим в стороне, так как это не входит в задачи настоящей темы; постараемся лишь выяснить влияние контр-пара на повреждение движущего механизма. На бывшей Донецкой ж. д. автором проделаны некоторые опыты над контр-паром. Во время опытов контр-пар ставился трех вариантов:

1) по всем правилам — с краном ле-Шателье и открытием регулятора;

2) с открытым регулятором, но без крана ле-Шателье;

3) сухой контр-пар, т.е. без крана ле-Шателье и при закрытом регуляторе. При этих опытах получены следующие интересные данные.

Во время опытов контрольный манометр был поставлен на коллекторе с выводом при помощи трубки на поверхность дымовой коробки. Внутри будки и около дымовой коробки стояли наблюдатели и по сигналу отмечали все интересные моменты на манометрах и обстоятельства, при коих они произошли.

При указанных опытах были получены следующие данные:

Как видно из указанной таблицы, при контр-паре с краном ле-Шателье и при скорости 40 км давление в коллекторе начало повышаться, примерно, через 80 оборотов, и давление по манометру (стрелка все время сильно вибрировала) показывало от 8 до 14 атм., а через 100 оборотов колебания стрелки и давления увеличились от 8 до 20 атм., скорость уменьшилась до 30 км. Возможно, что в это время давление в коллекторе было еще выше, но на манометре этого нельзя было обнаружить, так как предельное давление на манометре было 20 атм. и стрелка упиралась в упорный шпindel. После первого опыта через 0,5 минут было приступлено ко второму опыту: с закрытым краном ле-Шателье и открытым регулятором, при чем, примерно,

ДАнные

опытной поездки на паровозе № 2841 Э депо Иловайское по выявлению случаев повышения давления в цилиндрах, парорабочих трубах и в коллекторе пароперегревателя при контр-паре

Время		Отсечка	Открыт. регулят	Давление в котле	Давление в коллект. перег. пара	Скорость	Примечание	
Часы	Мин							
Ст. Кутейниково (остановка)								
8	01	0,4	МК*) — 1	10,0	8		} Контр-пар с закрытыми кранами	
8	05	0,5	МК — 1	10,0	6			
8	09	0,5	МК — 1	11,0	8			
8	14	0,35	МК — 1	10,5	7 — 7,5			
8	17	0,32	МК — 1	11,0	7			
8	21	регулятор закр.		10,0	—			
8	24	0,35	МК — 1	10,0	7			
8	27	Регулятор закр.		10,0	—			
8	33	0,6	МК — 1	11,5	8 — 18			
8	34	0,6	Б/к	11,0	10 — 16			} Колебание стрелки
8	35	Регулятор закр.						
Остановка в Амвросиевке								
8	50	0,4	МК ^{3/4}	10,5	8		} I-й опыт. Контр-пар с краном ле-Шателье и открытым регулятором	
8	53	0,4	МК ^{3/4}	12,0	6 — 8			
8	54	Регулятор закрыт						
8	56	0,4	МК ^{1/2}	11,0	4 — 6			
9	01	0,4	МК ^{3/4}	11,0	7,5			
9	0,7	0,4	МК ^{1/2}	11,0	5,0			
9	10	Регулятор закрыт						
9	14	0,35	МК ^{1/2}	11,0	6,0			
9	18	0,35	МК ^{1/4}	11,0	3,5			
9	19	Регулятор закрыт						
9	22	0,6	БК — 1	12,1	6,0	40	} II-й опыт. Контр-пар с закрытым краном ле-Шателье и открытым регулятором	
9	22	0,6	БК — 1	12,1	8 — 14	35		
9	22,75	0,6	БК — 1	12,1	8 — 20	33		
9	23	0,6	БК — 1	12,1	8 — 20	30		
9	23,25	0,6	БК — 1	12,1	8 — 18			
9	23,5	0,6	БК — 1	12,1	8 — 17			
9	24	0,6	регулятор закр.	12,1	10 — 17	30		
9	24,5	0,3	"	12,5	10,20	25		
9	25,0	0	"	12,5	10,0	20		
Остановка на ст. Успенка								
9	51	0,35	^{3/4} МК	11,0	9,0		} III-й опыт. Контр-пар с закрытым регулятором и закрытым краном ле-Шателье и цилиндров. кранами.	
9	54	0,4	^{1/4} МК	11,0	3,0			
9	57	Регулятор закрыт						
10	01	4,0	Регулятор закр.	12,0	10 — 17	40		
10	02	6,0	"	12,3	10 — 18	35		
10	02,5	0,6	"	12,6	8 — 18	33		
10	03	6,0	"	13,0	8 — 20	30		
10	03,5	0,6	"	13,5	10 — 20	30		
10	04	6,0	"	13,5	10 — 12	25		Момент открытий цилиндровых кранов

*) МК — открытие малого клапана
 БК — " " большого "

через 60 оборотов повторилась та же картина, но несколько быстрее и с повышением давления в котле на 0,4 атм. Контр-пар был прекращен вследствие въезда на станцию.

На следующем перегоне был проделан третий опыт контр-пара с закрытым краном ле-Шателье и с закрытым регулятором и цилиндрическими кранами. При чем повторилась та же картина, примерно через 35 - 40 оборотов при скорости 40 км., следовательно, в два раза быстрее первого случая и с повышением давления в котле от контр-воздуха на 1,5 атм. Через 2,5 минуты сухого контр-пара были открыты цилиндрические краны, причем давление в коллекторе резко снизилось до предела 10 — 12 атм. В этот момент опыты контр-пара были прекращены вследствие излома маятника по независящим от опытов причинам (старый надлом).

Указанное повышенное давление при употреблении крана ле-Шателье нужно объяснить неуспеваемостью регуляторного золотника поглощать всю нагнетаемую поршнями паровую массу с примесью воздуха через сравнительно небольшое сечение регуляторного клапана при больших скоростях паровозов; а также не исключена возможность захватывания воздуха из атмосферы и нагнетания его вместе с паровой массой, поступающей через трубки крана ле-Шателье. Трубки крана ле-Шателье имеют сечение 25 мм и на больших скоростях они не обеспечивают засасывания поршнями только одной паровой смеси, а частично при указанных условиях захватывают и воздух, вследствие чего при нормальном контр-паре с употреблением крана ле-Шателье при больших скоростях попадает воздух и нагнетается в трубы и котел.

При указанных условиях воздух в цилиндрах и на пути к регулятору сжимается и повышает давление до 20 атм. и более. Надо полагать, что в некоторых случаях давление в цилиндрах превышало 20 атм., так как стрелка упиралась в шпindel, который не позволял ей дальше продвигаться. Манометра же с делениями больше 20 атм. под руками не было.

В следующий раз предполагалось проделать опыт с манометром до 60 атм. и поставить таковой шире, но по независящим от автора обстоятельствам осуществить таковой не представилось возможным.

Итак, контр-пар также имеет влияние если не на поломки, то на вдавливание поршневого штока в крейцкопф (при слабой притирке его в конце горловины крейцкопфа), изгиб и поломку клиньев крейцкопфа и головки поршневого дышла, наколы, лопанье подшипников и т. д.

О том, что при контр-паре повышается давление цилиндров, свидетельствуют также частые остановки колес не только при влажных, но и сухих рельсах, что, как мы видели из предыдущего, без повышения давления не должно иметь места.

Заключение

Из сказанного выше можно сделать следующее заключение. Повреждение движущего механизма от наличия порока в отливках и поковках и недоброкачества металла, безусловно, имеет место, о чем свидетельствуют акты, составляемые дорогами для предъявления претензий к заводу. Однако преобладающее большинство повреждений поршневых дышел, поршневой головки, крейцкопфов и крейцкопфных клиньев и их подшипников, поршневого штока, поршня, цилиндров с крышками, пальцев ведущего кривошипа и даже ведущих осей и рамы вызывается ударами воды в цилиндрах¹⁾. Это подтверждается анализом поврежденных частей, при котором часто никаких пороков ни в отливках, ни в поковках и при испытаниях на временное сопротивление и удлинение не обнаруживается.

Истинная причина повреждения легко выявляется при тщательном исследовании такового и всех приходящих обстоятельств и при совершенно правдивых показаниях паровозной бригады. Очевидно, что преобладающее большинство указанных повреждений приходится на момент буксования паровоза при каких бы то ни было обстоятельствах и на момент открытия регулятора при большом запасе воды в котле на больших скоростях при переходах с уклонов на подъемы и бросании воды в обоих случаях. До какой степени повышается давление во вредных пространствах в моменты ненормального сжатия и как оно опасно мы это видели из тех небольших подсчетов, которые изложены выше. Каким образом вода попадает в цилиндры мы также видим из вышеизложенного.

То обстоятельство, что многие паровозы работают весьма длительное время без всяких повреждений частей машины, при совершенно равных всех прочих условиях и при тех же конструкциях деталей машины, свидетельствует, что всего этого можно было бы избежать в большинстве случаев, если бы паровозные бригады были осведомлены о вредных последствиях ударов воды в цилиндрах. Автору очень много приходилось вести бесед как на курсах, так и во время практической работы с паровозными бригадами на эту тему, при чем приходилось, к сожалению, констатировать, что последние имеют самое смутное представление об ударах воды в цилиндрах и их последствиях и вредном влиянии контр-пара. Виною является отчасти то обстоятельство, что в элементарных учебниках для паровозных бригад этот вопрос почти не освещен, а в литературе

¹⁾ Исключительное положение было на паровозах серии Э заграничной постройки в 1921—23 г., на которых наблюдались повреждения главным образом ведущих кривошипников вследствие недоброкачества металла.

Доклад Д. Новова на XXXIV съезде инженеров тяги в 1925 году.

говорится только вскользь. Что же нужно было бы предпринять, чтобы эти случаи повреждения движущего механизма, цилиндров и даже экипажа, зависящие главным образом от ухода и обслуживания паровоза, свести хотя бы к минимуму?

Прежде всего необходимо сознательное отношение со стороны паровозной бригады, как-то:

1. Ни в коем случае не допускать буксования как при трогании паровозов с поездом, так и в пути следования на подъемах и на тракционных путях и т. п., ибо, как указано выше, при большом количестве оборотов колес происходит быстрое течение пара по паропроводу, вследствие чего при понижении давления и бурном испарении воды в котле последняя легко увлекается с пузырьками пара.

2. При буксовании следует отказаться от привычки подтягивать рычаг. Хотя теоретически как будто не важно, будет ли уменьшен впуск путем уменьшения наполнения рычагом или перекрытием регулятора, однако на практике установлено, что при перекрытии регулятора бурление, а вместе с тем и бросание воды котлом значительно меньше и быстрее прекращается, чем при подтягивании рычага к нулю.

3. При интенсивной работе машины давление пара в котле должно быть предельное, и запас воды в котле не должен превышать половины водомерного стекла.

4. Для устранения грязи, кальциево-магниево-солей установить продувку котлов после каждой поездки и своевременную промывку котлов, отнюдь не допуская перепробегов. Во время весеннего половодья, когда приходится питать котлы загрязненной илом водой, необходимо сокращать сроки между промывками.

5. Осторожное и постепенное открытие регулятора является необходимым условием правильного ухода со стороны паровозной бригады.

6. Заростание поршней, крышек и всего вредного пространства перегоревшими смазочными осадками уменьшает вредное пространство и увеличивает возможность ударов воды даже при относительно меньшем количестве воды в цилиндрах; поэтому рациональное смазывание (умеренное, а не обильное) хорошим цилиндрическим маслом, правильная установка парораспределительного механизма и наблюдение за правильностью хода поршня, распространение трофимовских золотников или, в крайнем случае, постановка байпасов и тщательная очистка нагара при каждом вскрытии цилиндров — является необходимым условием.

7. Проверка предохранительных цилиндрических клапанов при каждом ремонте и их периодический осмотр и очистка для обеспечения правильной работы является также необходимым условием. Из ремонта можно указать на тщательную приточку и отшлифовку с последующей притиркой в конус горловины крейцкопфа и тщательную пригонку крейцкопфного клина и крейцкопфного валика.

Во избежание ослабления запрессовки пальцев ведущих кривошипов и даже осей, а иногда и поломки их при ударах воды следует устранять при каждой подъемке паровоза эллипсы буксовых подшипников и своевременно производить крепление буксовых и дышловых подшипников во время службы паровоза.

Перечисленные выше мероприятия необходимы и вполне выполнимы для того, чтобы свести к минимуму случаи повреждения движущего механизма, зависящие от обслуживания и ремонта паровозов при существующих конструкциях. Что же касается необходимости изменения конструкций некоторых деталей, то в первую очередь следует обеспечить выпуск излишка давления и воды из вредных пространств в момент сжатия смеси при ударах воды в цилиндрах, для чего следовало бы установить в нижней части по одному дополнительному предохранительному клапану или диаметр их увеличить.

Следовало бы поработать над изменением конструкции коллектора Шмидта, — переконструировать его таким образом, чтобы совершенно избежать „мешков“ или обеспечить выпуск воды из этих мешков путем установки спускных клапанов и т. п. А также найти более надежные конструкции паросушителей в паровых колпаках и регуляторных клапанов, допускающих постепенный и медленный впуск пара в цилиндрах. Что касается движущего механизма, то таковой вряд ли нуждается в усилении, кроме конусной головки поршня, входящей в горловину крейцкопфа, который, как это видно из доклада инженера Новова на съезде инженеров подвижного состава в 1925 году, является слабым местом на паровозе серии Э.

ГЛАВА II

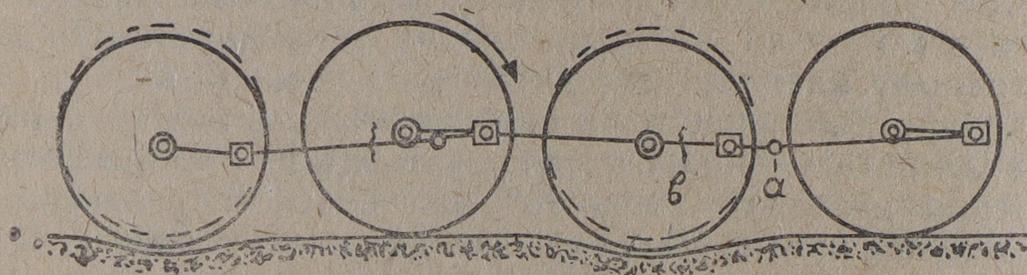
ПОВРЕЖДЕНИЯ СЦЕПНЫХ ДЫШЕЛ

(2-я группа повреждений)

Изгибы и поломка сцепных дышел по большей части встречаются на паровозах серии Э, на которых устроены круглые подшипники сцепных дышел, при чем преимущественно на паровозах заграничной и русской постройки с увеличенным диаметром цилиндров до 650 мм. На паровозах первого выпуска с диаметром цилиндров 600 и 630 мм случаи повреждений сцепных дышел были сравнительно редки. Что же касается паровозов с некруглыми дышловыми подшипниками, то на таковых повреждения сцепных дышел встречаются также редко.

Случаи аварийного происхождения, как-то: при сходах, столкновениях, крушениях, на езды на посторонние предметы и т. п. мы здесь не будем принимать во внимание, так как они очевидны и не требуют никаких исследовательских разрешений. Остановим наше внимание на таких случаях повреждений, которые недостаточно очевидны.

1. На паровозе серии С произошел излом второго сцепного дышла во время маневров на станционных путях. При расследовании и осмотре оказалось, что шарнирный валик парного сцепного дышла не смазывался длительное время, вследствие чего валик заржавел, заел и потерял свою вращательную способность. При езде по путям с подгнившими шпалами, к тому же после дождя, когда путь на стыках при наезде паровоза значительно просаживался, второе колесо опустилось в эту стыковую просадку пути и сцепные дышла из прямой линии обратились в ломаную. В этом случае поломка второго сцепного дышла в наиболее слабом месте (фиг. 17) явилась неизбежной. Первое сцепное дышло в это время натягивалось за счет разработанных частей



Фиг. 17. Обрыв второго сцепного дышла при заедании дышлового валика

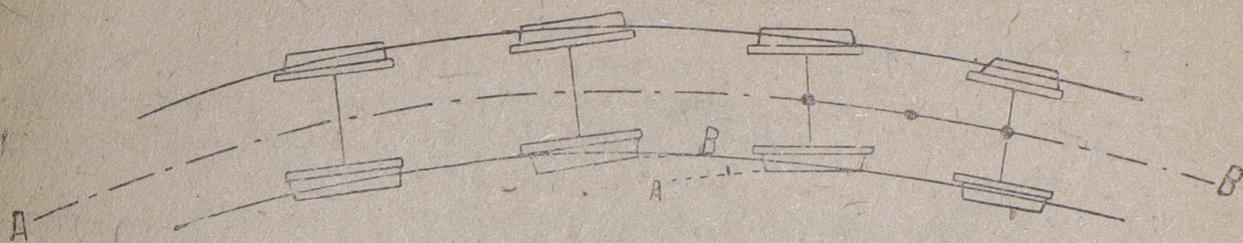
дышловых и осевых подшипников и слабины в буксовых челястях.

Такие случаи поломок сцепных дышел вследствие заедания валиков не единичны.

2. Изгибы всех сцепных дышел на паровозах серии С. Случай произошел в пути на перевале и перекрытии регулятора на малый клапан. При расследовании выяснилось следующее. Перед этим паровоз попал в крушение, после чего ему был сделан случайный ремонт. Но при ремонте не была замечена трещина посередине пальца задней сцепной оси с правой стороны. Паровоз выпущен в работу и в первую же поездку указанный палец кривошипа отлетел, причем во время этой аварии была согнута ведущая ось. При смене пальца кривошипа изгиб оси не был замечен, и паровоз после смены пальца кривошипа был выпущен снова в работу. На первой же поездке погнулись все сцепные дышла. При расследовании выяснилось, что изгиб оси был настолько велик, что внутренние плоскости бандажей двух противоположных сторон разнились на 52 мм. Следовательно, на ходу паровоза происходило виляние колеса и, как полагают, момент изгиба дышел совпал с моментом наезда уширенной частью бандажа на стык, произошел сильный удар, который и вызвал указанный изгиб всех сцепных дышел.

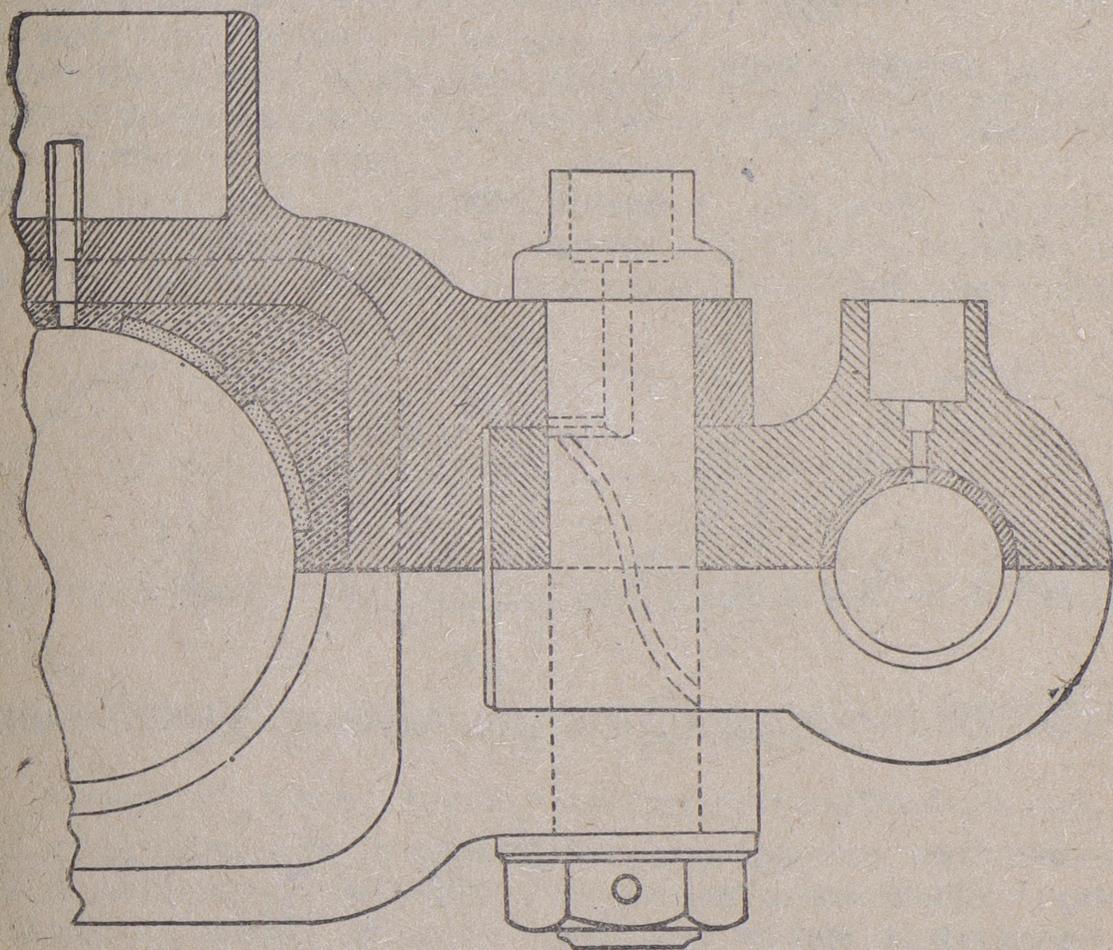
Кроме указанной причины, на паровозах серии С встречаются изгибы и поломки сцепных дышел вследствие конструктивных особенностей этой серии. Дело в том, что на паровозе серии С

первая сцепная ось в одно и то же время служит заднею осью для тележки. В силу этого обстоятельства пальцы кривошипов 1-й и 2-й сцепных осей (фиг. 18) (а и б) в одно и то же время могут оказаться в разных плоскостях, что может вызвать изгибы



Фиг. 18. Проход паровоза серии С на кривой и расположение пальцев первой и второй оси не в одной плоскости

или поломки сцепных дышел. Для предупреждения указанного обстоятельства первое сцепное дышло имеет вблизи второй оси вертикальное шарнирное соединение (фиг. 19), при помощи кото-

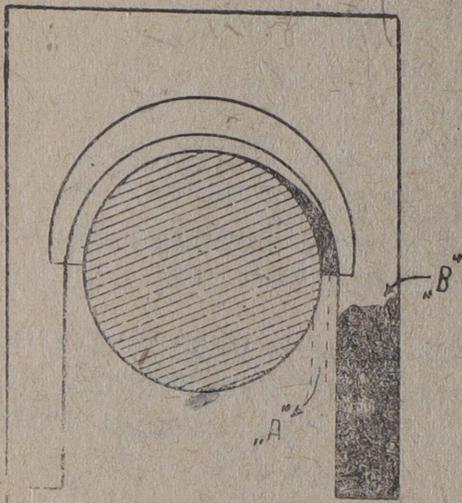


Фиг. 19. Вертикальное шарнирное соединение сцепного дышла паровоза серии С

рого оно может свободно перемещаться за пальцем кривошипа первого спаренного колеса. Однако указанное шарнирное соединение вследствие плохой смазки часто заедает и не работает и тем самым превращает в жесткое соединение эту часть ды-

шел со всеми вытекающими отсюда последствиями. Это положение в значительной мере усугубляется при буксовании паровоза во время следования на кривых и просадках пути.

3. Наконец наибольшее число случаев изгибов и поломок сцепных дышел приходится для многих серий на момент буксования при влажных рельсах и при трогании поезда с места, при езде с тяжелым поездом на подъем, совпадающий с кривой малого радиуса и т. п.



Фиг. 20 Эллиптический износ буксового подшипника *a* и обрыв нижней части буксы *b*

Надо полагать, что во время буксования паровоза вследствие износа буксовых подшипников (фиг. 20), слабину букс в челюстах и дышловых подшипниках происходит перебуксование ведущего колеса (фиг. 21); сцепные дышла занимают при этом ломаную линию вместо прямой. Сцепные дышла испытывают при этом громадное напряжение на изгиб, вследствие чего в лучшем случае получается изгиб, а в худшем — излом сцеп-

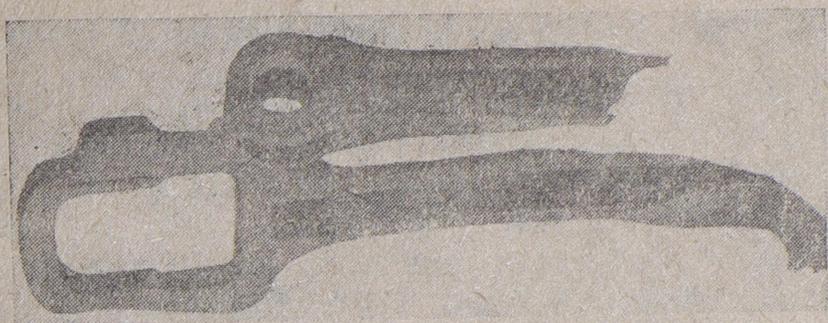
ных дышел (фиг. 22). Конечно, вследствие нарушения сцепления колес с рельсами, с одной стороны, с другой стороны, как следствие, сцепные дышла также должны ломаться. Хотя



Фиг. 21. Перебуксование ведущего колеса в момент буксования

в большинстве случаев при буксовании и при отсутствии разработки в буксовых и дышловых подшипниках, валиках, буксовых челюстах и малом прокате бандажей обходится благополучно, но все же дышловое движение испытывает большее напряжение, при повторных и частых случаях буксования металл устает и дает начало микроскопическим трещинам, которые при последующих буксованиях увеличиваются, и в одно время может наступить момент поломки дышел. Несомненно, в этом деле также помогают просадки стыков рельс при расхлябанности пути и т. п.

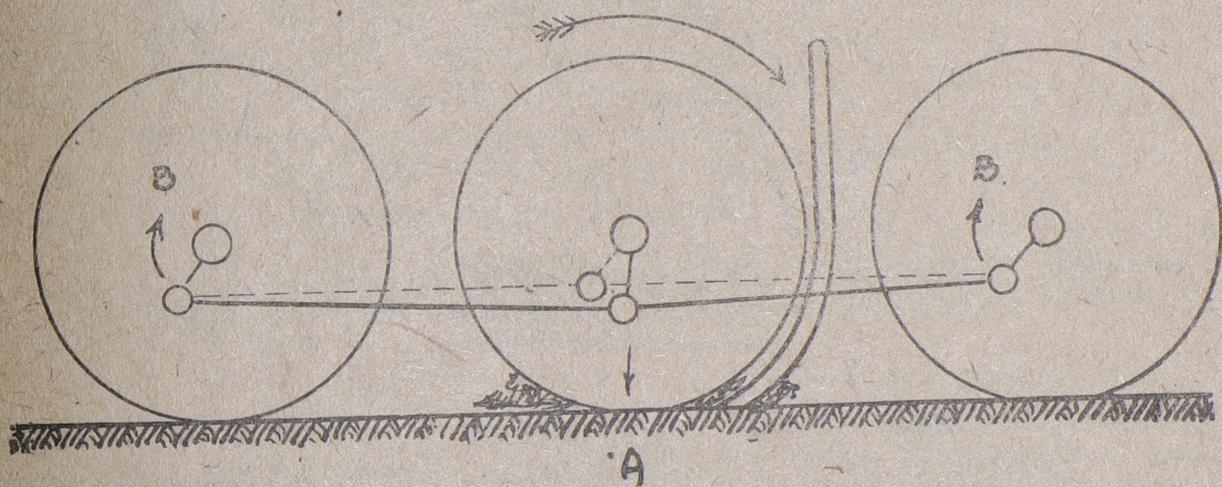
4. Нередки случаи поломки сцепных дышел при буксовании во время подсыпки песка. Хотя подсыпка песка производится под ведущее колесо, однако в момент буксования на одном месте часто песок из-под ведущего колеса сбрасывается с рельс и буксование продолжается с той же силой. Подсыпка песка под веду-



Фиг. 22. Излом сцепного дышла на паровозе серии С

щее колесо только с одной стороны также может вызвать поломку сцепных дышел.

Читателю вероятно приходилось наблюдать, как в момент попадания песка под ведущее колесо при буксовании и при



Фиг. 23. Перебуксование 1-го и 3-го колес в момент остановки ведущего колеса при буксовании и подсыпке песка

трогании поезда с места или на подъеме ведущее колесо вдруг останавливается и затем с металлическим скрежетом снова начинает медленно поворачиваться. При этом даже на глаз видно, какое громадное напряжение испытывает весь движущий механизм.

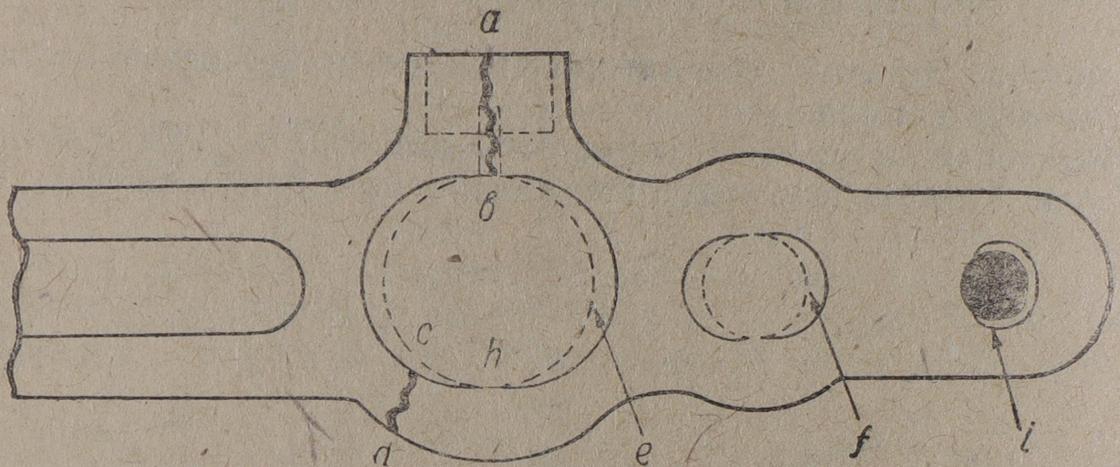
Надо полагать, что в момент остановки ведущих колес во время буксования и подсыпки песка остальные колеса, особенно переднее, имея меньшую силу сцепления колес с рельсами (без песка), продолжают некоторое время двигаться по инерции. В этот момент, как указано на фиг. 23 стрелкой а, ведущее колесо находится в покое, в то время как остальные стараются

двигаться по стрелке *в*, создавая таким образом громадное напряжение, действующее на изгиб.

Толчки при прохождении паровоза по стрелкам, крестовинам, стыкам, просадки пути в этом случае имеют также усугубляющее значение.

Повреждения сцепных дышел паровозов серии Э

а) *Характер повреждений сцепных дышел.* Повреждения сцепных дышел на паровозах серии Э несколько отличаются от повреждений паровозов серии С, Су, Щ и т.п. Характерные отличия заключаются в том, что дышла почти не ломаются пополам, посередине или около рамки, а дают трещины в головке в области масляной коробки. Из наблюдений за характерным появлением трещин, их образованием и дальнейшим распро-



Фиг. 24. Трещины *a, b, c, d* и эллиптический износ рамок дышловых головок *e* и проушин дышловых валиков *f* и заедание проушины валика *i* паровоза серии Э

странением усматривается, что трещины начинаются от масляного отверстия и идут в направлении перпендикулярном длине дышла, как указано на фиг. 24, по *a, б*.

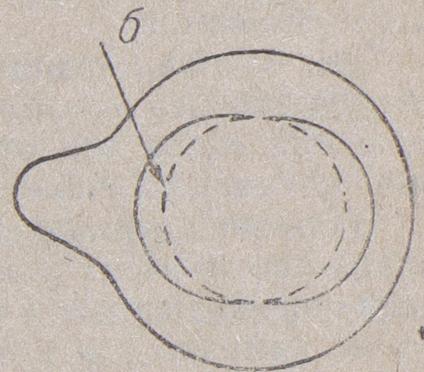
Трещины в области масляного отверстия постепенно увеличиваются, достигают краев, выходят наружу и делаются сквозными. Указанные трещины иногда доходят до 1 мм ширины. При обрыве головки трещина берет начало от маслянки и продолжает идти, как указано на фиг. 24, по *c* или пойдет по *d*. Во всяком случае, дышла дают трещины и лопаются в определенных местах, преимущественно, как указано выше, в области маслянки. При чем, характерно, что указанные повреждения имеют место преимущественно около головок второго и третьего звена дышел (второго и четвертого кривошипов), т.-е. смежных с центровым подшипником и ведущим кривошипом. Кроме того, большая доля этих повреждений приходится на второе левое дышло.

На одном из участков Моск.-Каз. ж. д. в течение года было 121 повреждение сцепных дышел, из коих на второе звено приходился 91 случай (64 левых и 27 правых), или 75% общего количества, на третье сцепное приходился 21 случай (11 левых и 10 правых), или 17%, и на четвертое звено приходилось 9 случаев (3 левых и 6 правых), или 7,4%.

Обычно на каждом участке имеются постоянные места буксования паровозов при следовании с тяжелыми поездами. Места эти по большей части совпадают с крутыми подъемами и кривыми малого радиуса. Преимущественное повреждение в данном случае левой стороны, надо полагать, объясняется условиями профиля пути. На других дорогах и других участках, при обследовании поломок дышел серии Э такого преимущественного повреждения левой стороны не наблюдалось.

Для установления истинной причины повреждения необходимо разобрать все прочие приводящие обстоятельства нормального и ненормального износа деталей сцепных дышел.

б) *Износ кольцевых подшипников и их рамок.* Кольцевые подшипники разрабатываются и приобретают эллиптическую форму (фиг. 25) сравнительно в короткий срок. Даже на новых паровозах, вышедших с завода, износ и эллипс до 2 мм иногда достигают после пробега 4—5 тысяч паровозо-километров. На подношенных паровозах такой износ достигается значительно быстрее. Причем этот износ и эллипс быстро прогрессируют с увеличением износа бандажей, буксовых и дышловых подшипников, валиков дышловых, пальцев кривошипов и т. п.



Фиг. 25. Эллиптический износ кольцевых подшипников *г* паровоза серии Э

Отверстия для круглых подшипников (рамки) постепенно от горизонтальных ударов при изношенных подшипниках также приобретают эллиптическую форму, как указано на фиг. 24. Причем оваллизация отверстия для втулок в рамках доходит иногда до 5 мм (145 мм вдоль дышла по *с—d*, вместо нормального диаметра по чертежу 140 мм), в вертикальном же направлении (по *б—h*) увеличение отверстий против альбомных размеров наблюдается всего на 0,5—1 мм. Наибольший износ и эллипс кольцевых подшипников и деформация в эллиптическую форму их рамок опять таки наблюдаются на втором и четвертом кривошипах, а износ дышловых валиков и деформация их проушин—на втором и третьем звеньях сцепных дышел.

Прежде всего остановим наше внимание на износе кольцевых подшипников. Дело в том, что, если имеется трение, то, естественно, должен быть и износ. Последний увеличивается от плохого смазывания и от попадания на трущиеся поверхности

пыли, грязи и песка (балласта), подымаемого с полотна железной дороги на быстром ходу поезда и т. п.

Так как при износе кольцевого подшипника уменьшить кольцевые зазоры нельзя, вследствие отсутствия клиньевых приспособлений, то износ обычно довольно быстро прогрессирует не только от трения, но и от ударов, получающихся от слабины между подшипником и пальцем кривошипа, что особенно имеет место при разработке буксовых подшипников, дышловых валиков и колец, эллиптическом и эксцентрическом состоянии пальцев кривошипов, эллиптическом состоянии и большом неравномерном прокате бандажей и т. п. Помимо разработки кольцевых подшипников, на последних от постоянных ударов получают наколы, переходящие в сквозные трещины и, наконец, подшипники совершенно лопаются.

Овализация кольцевых подшипников получается вследствие действия максимального трения в этом именно направлении пальцев кривошипов в момент их нахождения в верхнем и нижнем положениях.

При наличии эллипса в кольцевых подшипниках и постоянных ударов пальцев кривошипов о подшипники, естественно, расталкиваются вдоль оси отверстия в головках дышел и таким образом получается эллипс, как указано на фиг. 25.

Наличие слабины в дышловых валиках и кольцевых подшипниках увеличивает размах удара и таким образом способствует увеличению эллипса в рамках и подшипниках и, наоборот, увеличение рамочного и в подшипниках эллипса способствует увеличению разработки и проушин дышловых валиков, делая их эллиптическими.

Слабина букс в челюстях и разработка буксовых подшипников увеличивают движение осей по горизонтали, а также способствуют расталкиванию вдоль оси дышел отверстий и проушин для дышловых валиков.

в) *Влияние байпасов, неправильности парораспределения, хода поршня, контр-пара и буксования.* Опытным путем также установлено, что на паровозах, не оборудованных байпасами, дышловое движение изнашивается значительно быстрее.

То же самое наблюдается при неправильном парораспределении с круглыми золотниками и неправильном ходе поршня.

Дело в том, что наличие последних двух недочетов дает увеличение сжатия при подходе поршня к мертвому положению с той стороны, где уменьшено вредное пространство или при неправильности парораспределения с той стороны, где сжатие начинается очень рано.

Отсутствие байпасов также дает увеличение сжатия во вредных пространствах. Таким образом, на холостом ходу, когда колеса движутся по инерции вперед, поршень при подходе к мертвому положению, где давление от сжатия увеличено, испытывает сопротивление, которое передается через крестковф и поршне-

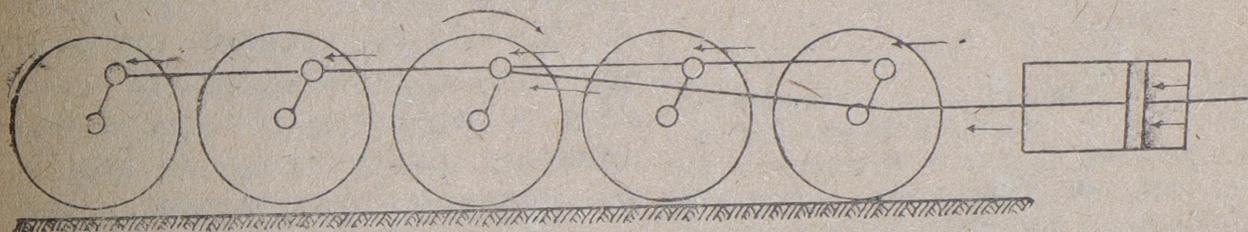
вое дышло на ведущий палец кривошипа в направлении противоположном движению колес. Ясно, что в эти моменты дышловые рамки, подшипники, проушины дышловых валиков, а также буксовые подшипники испытывают громадное напряжение, от которого и изнашивается ненормально быстро дышловое движение и даже буксовые подшипники.

То же самое, примерно, получается и при контр-паре.

Во время контр-пара колеса движутся вперед, а поршень с поршневым дышлом противодействуют, как указано на фиг. 26, и таким образом эти две силы, взаимно противодействующие, в значительной мере влияют на износ всего дышлового движения.

Нехорошо отражается также и буксование на дышловом движении. От всех этих моментов движущий механизм сильно треплется и ненормально быстро изнашивается.

Все эти чрезмерные напряжения поршня и поршневого дышла передаются в первую голову на палец ведущего кривошипа, а



Фиг. 26. Действие сил при контр-паре и влияние на износ подшипников, рамок валиков и т. п.

от последнего уже дальше на передние и задние колеса и звенья сцепных дышел. Из указанного ясно, что на смежные пальцы кривошипов с ведущим, т.е. второй и четвертый, приходится большая доля всех этих напряжений, а на первый и пятый — значительно меньше. Отсюда можно сделать вывод, почему второй и четвертый подшипники, шейки пальцев кривошипов изнашиваются значительно быстрее, а на головки сцепных дышел приходится наибольший процент трещин и поломок.

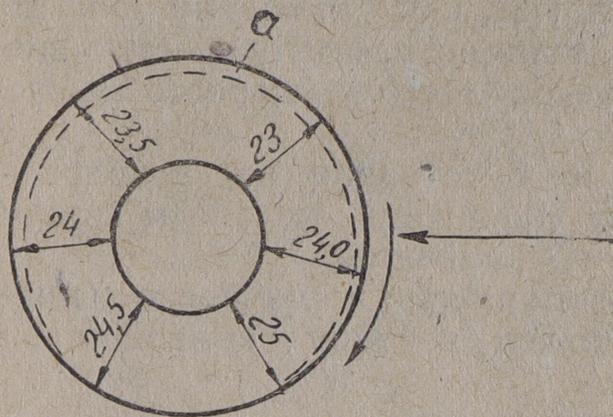
2) *Овализация и эксцентricность пальцев кривошипов.* Из многих фактов, влияющих на износ дышловых кольцевых подшипников, их рамок, дышловых валиков и т. п., имеет громадное значение также овализация и эксцентricность пальцев кривошипов.

Дело в том, что все пальцы кривошипов, по мере работы паровоза, преобразовываются из круглой в овальную форму и иногда наблюдается небольшая коничность. Причины овализации легко усмотреть, проследив за работой машины за один оборот колеса и направлением сил, действующих на пальцы кривошипов. Усилие, передаваемое ведущему пальцу кривошипа от поршня через крейцкопф и поршневое дышло за один ход поршня неодинаково, вследствие непостоянства давления пара на поршень и вследствие передачи этого усилия пальцу под разными углами

за один оборот колеса. Непостоянство давления пара на поршень легко усматривается из индикаторной диаграммы (фиг. 6) паровоза серии Э, снятой с натуры.

Наибольшее давление пара на поршень, а, следовательно, на дышло и ведущий палец кривошипа имеет место в начале отхода поршня от мертвого положения, причем при отсечке 0,5 таксе давление удерживается, примерно, на 0,5 хода поршня; с уменьшением отсечки постоянство давления уменьшается.

По мере расширения пара в цилиндре давление постепенно падает, однако при малых отсечках в первой половине хода поршня оно все же значительно больше, чем во второй, вследствие чего и палец кривошипа подвергается большему трению и износу, начиная от недохода крайнего положения, примерно на $30-40^\circ$ по часовой стрелке, постепенно уменьшаясь от нижнего и верхнего отвесного положения при подходе ко второму мертвому положению. При недоходе кривошипа до мертвого положения, примерно на 40° и до начала сжатия, давление



Фиг. 27. Овальный и неконцентричный износ пальцев кривошипов. Цифры на пальце — измерение (в натуре) от сквозного отверстия кривошипа до рабочей поверхности пальца кривошипа, паровоза серии Э

на палец кривошипа получается незначительным, а, следовательно, и износ пальца кривошипа в этой части получается наименьшим, от момента сжатия давление в цилиндре возрастает, но уже с другой стороны последнего (фиг. 27 а P5). Указанное явление относится к пальцу поршневого дышла.

Что же касается сцепного пальца ведущего колеса, составляющего одно целое с ведущим пальцем, то износ и оваллизация такового имеет место почти прямо противоположно ведущему пальцу. Остальные пальцы кривошипов сцепных колес имеют износ и оваллизацию в одинаковом направлении с ведущим пальцем; указанное явление легко усмотреть из схемы, представленной на фиг. 28, с указанием передачи сил, воспринимаемых от ведущего пальца кривошипа за один оборот колеса.

Оваллизация пальцев кривошипа достигает иногда до 5 мм и более. Опытным путем установлено, что наибольший износ относится к наименьшему (к противоположной стороне наибольшего износа), примерно, как 1:10. Эллипс пальцев кривошипов при каждом ремонте, если он превышает (0,4 мм по правилам заводского ремонта и 1,5 мм при текущем ремонте) установленные пределы, должен устраняться.

Для устранения эллипса пальцев кривошипов существуют специальные стационарные пальцеобточные станки, но, к сожа-

лению, такими станками располагают только паровозо-ремонтные заводы, в деповских же условиях ремонт пальцев производится переносными станками или нередко ручной опиловкой напильником.

При обточке пальцев кривошипов важно восстановить круглую форму пальцев, при чем последняя должна быть концентрична первоначальному центру пальца кривошипа. Указанное требование выполняется стационарным пальцеобточным станком. При обточке переносными станками, а также при ручной опиловке очень часто (вследствие неимения установочной базы, а иногда по неопытности) во избежание излишней работы по снятию металла с менее изношенной стороны, пальцу придают только круглую форму, не стараясь устранить эксцентricность.

Указанная эксцентricность при повторных ремонтах подобного рода может достигнуть больших размеров, так например, диаметр нового сцепного пальца паровоза серии Э — 100 мм, предельный допускаемый диаметр — 74 мм. Таким образом запас на износы имеет $100 - 74 = 26$ мм. Если примем отношение наибольшего износа к наименьшему, примерно, 1:10, то будем иметь со стороны наибольшего износа 23,4 мм и со стороны наименьшего — 2,6 мм.

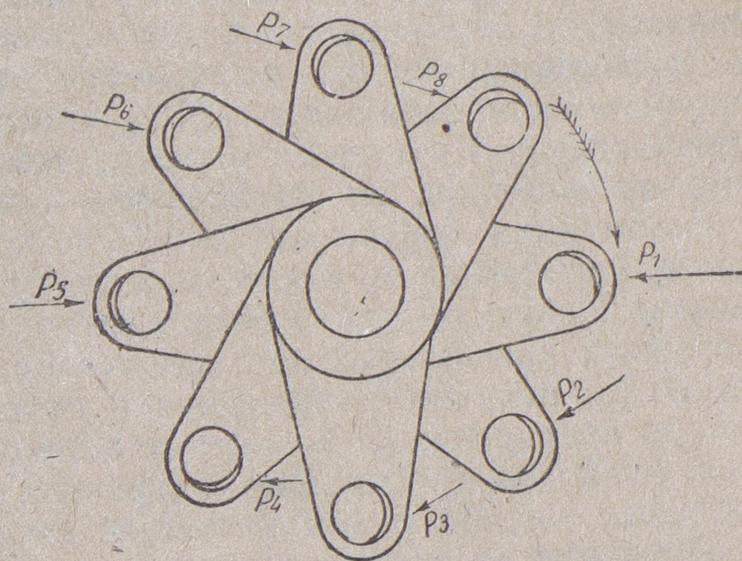
При таких данных смещение первоначального центра пальца, а следовательно и эксцентricность пальцев кривошипов и укорочение кривошипов будет около 7,9 мм.

Для сцепных колес

$$\frac{23,4 - 2,6}{2} = 10,4; X = 10,4 \cdot \cos 40^\circ = 10,4 \cdot 0,766 = 7,9 \text{ мм.}$$

Для ведущего сцепного пальца при первоначальном диаметре шейки в 180 мм и предельном — 165 мм соответственно будет:

$$\frac{13,5 - 1,5}{2} = 6; X = 6 \cdot \cos 40^\circ = 6 \cdot 0,766 = 4,6 \text{ мм.}$$



Фиг. 27 а. Характер износа пальцев сцепных дышел за один оборот колеса

Для ведущего нормального при диаметре шейки в 160 мм и предельном износе 138 мм соответственно будет:

$$\frac{19,8 - 2,2}{2} = 8,8; X = 8,8 \cdot \cos 40^\circ = 8,8 \cdot 0,766 = 6,74 \text{ мм.}$$

Указанные величины могут быть при предельном износе пальцев кривошипов и указанном выше способе ремонта. Допустив такую возможность (берем худший случай), мы будем иметь следующую картину работы дышел за один оборот колеса (фиг. 28). При нахождении кривошипов близко к нижнему и верхнему положению это как раз соответствует горизонтальным положениям эллипсов малых осей пальцев кривошипов, причем, принимая во внимание износ сцепного ведущего пальца и остальных пальцев кривошипов в противоположные стороны, в нижнем положении кривошипов, мы будем иметь уменьшение расстояния между ведущим и вторым и между ведущим и четвертым пальцами кривошипов, по сравнению с центрами этих осей в приведенном нами случае не $4,6 + 7,9 = 12,5$ мм; в верхнем положении, наоборот, эти расстояния на ту же величину будут увеличены. Иначе говоря, между центрами 2—3 и 3—4 пальцев в указанных кривошипах не будет постоянства за один оборот колеса. При наличии эксцентричной работы пальцев кривошипов быстро изнашиваются кольцевые подшипники, головки этих дышел испытывают большие напряжения, что в свою очередь вызывает наколы, надрывы и даже разрывы головок дышел.

Принимая во внимание приведенные выше соображения, не трудно предположить причину наибольшего количества случаев обрывов дышловых головок, именно смежных с ведущим колесом (2-й и 4-й).

При меньшем износе пальцев указанные явления будут выражены в меньшей мере. Оваллизация и эксцентричность пальцев кривошипов первой и пятой осей хотя и имеют место, но вследствие того, что расстояние между смежными с ними пальцами кривошипов (1—2 и 4—5) не меняется (см. схему фиг. 28), то и добавочных напряжений от изменения расстояния между этими пальцами не будет, вследствие чего на долю этих пальцев приходится значительно меньший процент повреждений головок сцепных дышел.

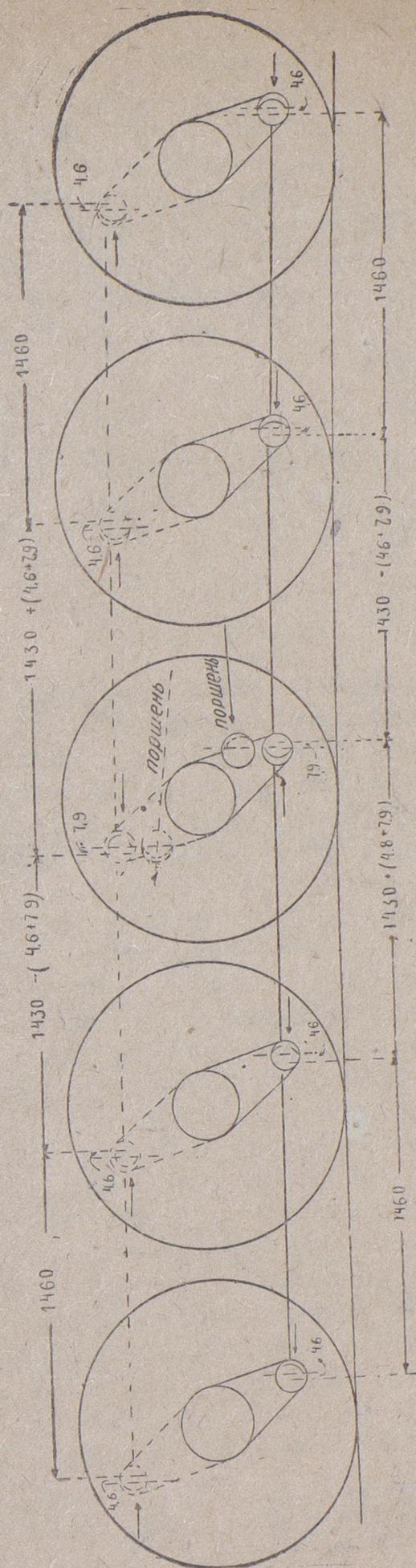
Ясно, что эллипс и эксцентричность шейки не позволяют держать в порядке кольцевые подшипники. Залитые, расточенные и пригнанные подшипники по наибольшему диаметру пальцев кривошипов при вращении колес, центры которых находятся на расстояниях, предусмотренных альбомом чертежей и параллельны между собою, вращаясь эксцентрично, тем самым разворачивают круглый подшипник очень быстро на величину эксцентричности шейки. По наблюдениям автора, на одном паровозе сильно изнашивались дышловые валики, их кольца и круглые подшипники; на последних образовывались наколы, тре-

щины и поломки подшипников и головок дышловых, наблюдалось ослабление клиньев центровых подшипников, соскакивание крышек масленок дышловых головок вследствие постоянных ударов, расхлябанность сцепных дышел и т. п. Валики и круглые подшипники приходилось ремонтировать не только на промывках, но и почти после каждой поездки на междупоездном ремонте.

При проверке оказалось: шейки кривошипов имеют эксцентricность на 3 мм, овальность — на 4,5 мм, оси не параллельны между собой до 5 мм. Паровоз был отставлен от службы и был поднят. При чем была обнаружена эксцентricность обточки бандажей, доходящая до 3 мм, разность в диаметре бандажей до 3 мм.

При наличии указанных недочетов не приходится удивляться столь быстрому износу и повреждениям дышловых головок, подшипников, валиков и т. п.; отсюда эллиптическое состояние круглых подшипников, головок дышловых, проушин для дышловых валиков и т. п.

Необходимо еще обратить внимание на то, что при ремонте пальцев кривошипов в некоторых депо стараются устранить овализацию при помощи напильника; неконцентричность же так и остается; следовательно, корень зла как-раз не уничтожается, и при работе



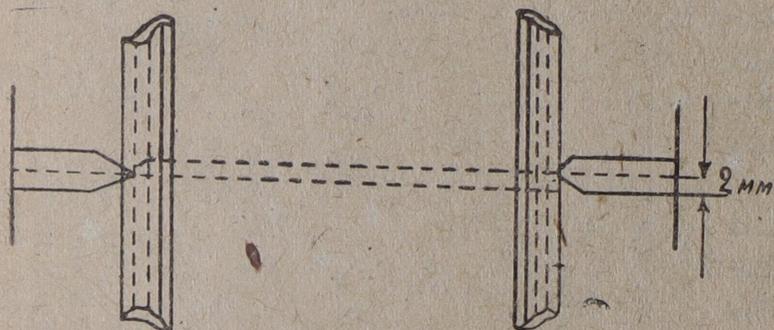
Фиг. 28. Положения кривошипов, при коих получается разница между центрами пальцев по сравнению с центрами ко-
лес, при предельном износе пальцев и неправильной обточке или опиловке их (эксцентricной).
Между 2—3 и 3—4 осями плюсы и минусы означают увеличение или уменьшение расстояний между центрами паль-
цев по сравнению с нормальными размерами

паровоза с таким пальцем кривошипа ненормальный износ сцепных дышел начнется с первого же дня.

д) *Эксцентricность и разный диаметр бандажей.* Эксцентricность обточка бандажей и неодинаковый их диаметр очень часто можно встретить при выпуске паровозов из ремонта; с указанным злом ведется борьба, однако, с такими ненормальностями все же паровозы иногда выходят на работу и конечно не всегда обходится благополучно.

При исследованиях причин ненормально быстрого износа движущего механизма и некоторых деталей экипажа почти всегда были обнаружены те или иные ненормальности в износе, в обработке или сборке экипажа и частей движущего механизма.

Трещины, обрывы сцепных дышел, обрывы пальцев кривошипов, излом нижней части (холодильника), па-

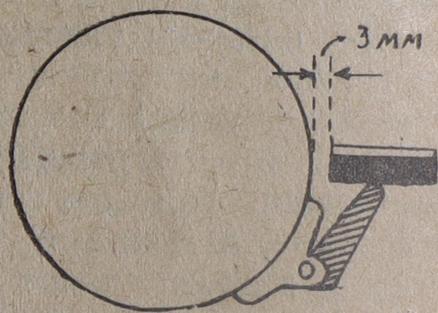


Фиг. 29. Разработка центров оси

ровозной буксы — свидетельствует, что паровоз подвергался при работе большим толчкам вдоль своей оси, вследствие чего получилось то или иное повреждение.

При обмерах бандажей на паровозах, имевших повреждения дышловых головок, были обнаружены следующие дефекты: разница в диаметре бандажей доходила до 3 мм, эксцентricность вследствие разработки центров в осях (фиг. 29) достигала 3 мм, расстояние внутри между бандажами, вместо положенных + 3 мм, иногда доходила до 7 мм. Неравномерный прокат бандажей к одной правой или левой стороне доходил до 6 мм.

При медленном передвижении паровоза бандаж ведущего колеса то приближался, то удалялся от тормозного кронштейна; таким образом на ходу паровоза ось его перемещалась в буксовых подшипниках — вдоль по оси паровоза, что было видно по установленной специальной стрелке поверх тормозного кронштейна (фиг. 30).¹⁾ Указанное обстоятельство можно объяснить тем, что в буксовых подшипниках сильно изношены холодильники, и ось имела горизонтальное хождение.



Фиг. 30. Перемещение оси по горизонтали при неправильных расстояниях между центрами и большим износе буксовых подшипников и наличников

¹⁾ Опыты были произведены в Московском узле специальной комиссией, с участием представителей отдела тяги НКПС, М. - Каз. ж. д. и представителя от производства.

Непараллельность осей устанавливалась также вследствие неправильного положения буксовых лиц, которые не выверяются при каждой подъемке паровоза. Разница же главным образом лобовых лиц ведущих челюстей между левой и правой сторонами доходила при проверках до 5 мм, и остальных осей — до 7 мм. Отсюда ясно, оси будут не перпендикулярны к продольной оси паровоза.

Таким образом, правильная работа колесных пар под паровозом, в частности работа дышлового движения, не является обеспеченной. В результате возможны излишние напряжения, ведущие к преждевременному ненормальному износу дышлового движения, образованию трещин в головках дышел и даже обрыву их.

Об износе других деталей, вызываемом неправильной сборкой, как не имеющем непосредственного отношения к повреждениям движущего механизма, здесь не упоминается.

е) *Ремонт отверстий и втулок сцепных дышел.* Ремонт дышловых отверстий для круглых подшипников и для валиков, а также самих круглых подшипников и валиков, представляет особый интерес, а потому на этом вопросе следует остановиться подробнее.

Здесь необходимо обратить внимание на следующие моменты: ремонт отверстий для втулок и валиков, ремонт самих валиков и подшипников и запрессовка втулок и колец дышловых валиков.

Как было упомянуто выше, отверстия для кольцевых подшипников и для дышловых валиков с течением времени приобретают эллиптическую форму, большая ось эллипса (фиг. 24) иногда превышает нормальный диаметр на 5 мм в отверстиях для втулок и до 3 мм в отверстиях для валиков *f*.

Указанные отверстия должны быть проверены либо райбером, либо на токарном станке, после чего уже должны притачиваться дышловые кольца и кольцевые подшипники.

Однако, на проверку отверстий райбером или на станке руководители ремонта идут неохотно вследствие сложности работ не только на текущем ремонте, но часто и при подъемках и даже при ремонте 4-го класса.

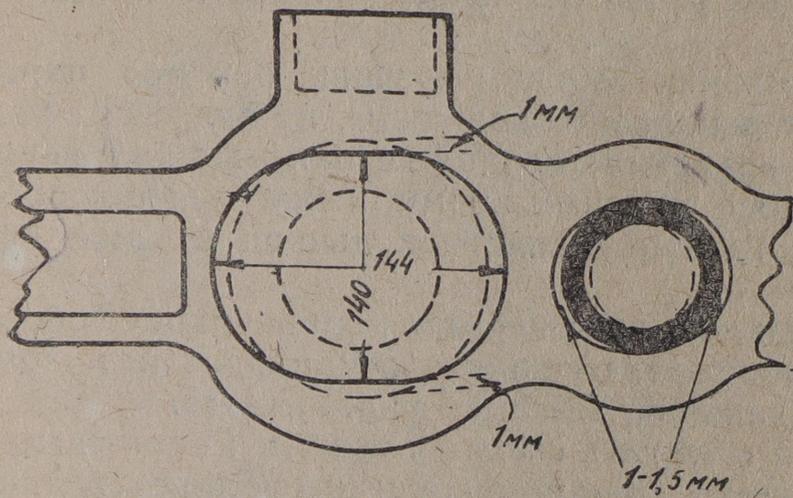
Что же делается? При обточке втулок и колец дышловых валиков токарь в таких случаях обтачивает втулку и дышловое кольцо по среднему размеру, т.е. если большая ось эллипса равна 144 мм, а меньшая—140 мм, то токарь обтачивает втулку диаметром:

$$\frac{144 + 140}{2} = 142 \text{ мм.}$$

Таким же порядком протачивается кольцо для валиков. Таким образом, совершенно круглую форму втулки или кольца под

большим давлением при помощи пресса вгоняют в соответствующие отверстия эллиптической формы.

В этом случае отверстие подвергается расклинивающему усилию и высокому напряжению в металле дышла, как легко видеть из фиг. 31 с преувеличенными размерами (по масштабу).



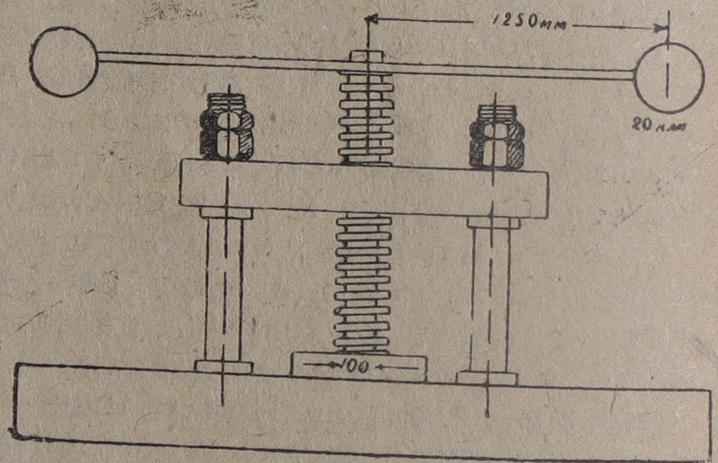
Фиг. 31. Неправильная приточка кольцевых подшипников и колец дышловых валиков по средним размерам валиков

наименьшего сопротивления, т.е. кверху, масленка подымается и частично головка дышла прогибается; металл подшипника прогибается к центру.

Для запрессовки втулок и колец дышловых в некоторых депо практикуются довольно сильные винтовые прессы с длинными рычагами (длиною около 1 м и более), тип которого указан на фиг. 32. Обычно запрессовка втулок производится 3—4 рабочими. Часто при большой разнице эллипсов запрессовка производится ударом, путем быстрого вращения винта и рычагов.

При таком способе пригонки и запрессовки вполне возможно образование наколов, которые могут дать начало трещинам и надрывам отверстий в головках дышел.

Что же касается отверстий для дышловых валиков, то, как видно из фиг. 31, железное кольцо при запрессовке принимает форму эллиптического отверстия и при особо большой оваллизации между кольцом и телом дышла остается щель до 1—1,5 мм.



Фиг. 32. Пресс для запрессовки кольцевых подшипников и колец дышловых валиков

А теперь обратимся к другой стороне, что же получится при работе паровоза, когда на палец кривошипа, имеющий эллипс и эксцентricность, одеть недостаточно круглой формы подшипник и в эллиптическую дыру с кольцом вставить проверенный дышловый валик? Ясно, что после нескольких оборотов колеса оставшиеся щели больших диаметров эллипса между подшипниками, дышловыми валиками и телом дышла обожмутся, и зазоры снова готовы, несмотря на отремонтирование указанных выше деталей. Разработка подшипников и валиков будет с первого же дня прогрессировать с увеличением овализации. Такой ремонт — это выброшенные деньги, потеря времени и ухудшение состояния паровоза. Ничего нет удивительного, если после такого ремонта чуть ли не каждую поездку, а на промывке безусловно, приходится ремонтировать ту или иную деталь дышлого движения. Больше всего приходится возиться с дышловыми подшипниками второй и четвертой оси и дышловыми валиками второго и третьего звеньев сцепных дышел по причинам, указанным выше. Автору приходилось наблюдать при изучении этого вопроса одну и ту же картину на нескольких дорогах.

ж) Влияние уплотнения буксовых клиньев и крепление центровых подшипников. Плотное прилегание буксовых клиньев к буксовым наличникам и буксовым челюстям является непременным условием¹⁾, в противном случае неуплотненная ось с буксой будет двигаться вдоль оси паровоза и своим движением будет влиять на нормальный износ движущего механизма осевых подшипников.

Так как нагруженную ось сдвинуть клином не так легко, то рекомендуется перед креплением буксовых клиньев кривошипы поставить в заднее положение.

Что же касается крепления центровых подшипников, то при наличии клиньев на паровозе серии Э с двух сторон, крепление должно производиться двумя клиньями совершенно равномерно, чтобы длина дышел по одну и другую сторону ведущего кривошипа не менялась. Крепление также должно производиться при заднем мертвом положении.

При креплении дышловых подшипников одним клином, как это обычно практикуется, при наличии зазоров в буксовых подшипниках и между буксами и буксовыми челюстями, вполне возможно на ходу паровоза смещение осей под паровозом, отсюда их непараллельность со всеми вытекающими отсюда последствиями.

По вопросу о повреждениях сцепных дышел на паровозах можно сделать следующие выводы.

¹⁾ Для плотного прилегания, но отнюдь не защемления, требуется закрепить до отказа клин, после чего отпустить на половину оборота закрепляющие гайки. При этих условиях клин спустится, примерно, на 1,5 мм, и зазор между клином и наличником в этом случае будет около 0,1 мм.

Большинство из перечисленных повреждений спецных дышел могут быть предупреждены при соответствующем уходе за паровозом и рациональном ремонте деталей машины и экипажных частей во время ремонта паровоза.

В качестве мероприятий можно предложить следующее:

1. Для устранения заедания дышловых валиков требуется надлежащий уход со стороны паровозной бригады и смазывания шарнирных соединений дышел.

2. В целях устранения преждевременного и ненормального износа движущего механизма необходимо содержать во все время работы паровоза в надлежащем уплотненном состоянии буксовые и дышловые клинья, кольца и валики дышлового движения. Крепление центровых подшипников на паровозе серии Э и других одинаковых по конструкции сцепных дышел должно быть двухсторонним.

3. В установленные сроки, а также при очередных подъемах паровозов необходимо в обязательном порядке устранять овализацию рамок дышловых круглых подшипников, и в самых подшипниках, проушин дышловых валиков, буксовых подшипников, эллипс и эксцентричность пальцев кривошипов. Обточку пальцев кривошипов необходимо производить на пальцеобточном станке. При обточке переносным станком необходимо соблюдать строгую концентрацию обточки, хотя бы для этого потребовалось снять больше металла с шейки.

Ручная опиловка пальцев кривошипов, как не дающая положительных результатов, не должна допускаться; однако, если приходится применять ручную опиловку вследствие отсутствия переносного станка и других причин, то обязательно необходимо придавать шейке круглую и концентричную форму, для чего при опиловке надлежит ориентироваться на бурт пальца у ступицы и на внешний, где таковой имеется.

При отсутствии внешнего бурта следует предварительно, по имеющемуся обычно центру пальца кривошипа, дать контрольную риску и на нее ориентироваться при опиловке.

Проушины дышловых валиков и рамки круглых подшипников (серия Э) необходимо проверять либо специальным рейбером, приспособив последний к сверлильному станку, либо на токарном станке.

В рамках круглых подшипников изношенные стороны большого эллипса, во избежание утонения тела рамки при проверке, следует предварительно наварить автогенным способом, после чего круглая форма рамки должна быть восстановлена на токарном или расточном станке (приспособленном сверлильном).

4. После каждой аварии, при выкатке колес, последние должны быть подвергнуты тщательной проверке для выявления состояния (изгибов) пальцев кривошипов и осей. Кроме того, рама паровоза и тележки также должны быть проверены.

5. При запрессовке новых пальцев кривошипов, во время обточки последних на токарном станке, необходимо давать контрольную риску на торце пальцев, концентричную центру пальца, для правильной установки переносного станка при последующих обточках. На пальцах старой запрессовки следует давать также риски при каждом ремонте колесных пар.

6. При ремонте буксовых подшипников, помимо обязательного восстановления круглой формы последних, необходимо обратить особое внимание на правильность разметки центров буксовых подшипников строго по альбомным размерам.

При вынужденных незначительных отступлениях от альбомных размеров (случайная подьемка и при неправильностях в челюстях) параллельность осей и перпендикулярность к продольной оси паровоза и цилиндрическим осям должна быть строго соблюдена. Разметка центров дышловых подшипников в этих случаях должна быть в строгом соответствии с осевыми центрами.

7. Запрессовка кольцевых подшипников должна производиться прессом умеренной силы, отнюдь не допуская деформаций головки дышла.

8. Совершенно недопустима запрессовка кольца дышлого валика в проушину с эллипсом.

9. Не допускать эксцентричной и неодинакового диаметра обточки бандажей. Во избежание эксцентричности перед обточкой следует предварительно проверять правильность центров осей по контрольной риске самой оси.

10. Не допускать буксования паровоза, для чего необходимо следить за исправностью песочных приборов, а также во избежание образования интервалов на рельсах без песка не допускать перебоев в подсыпке песка под колеса. Как правило, в момент сильного буксования не следует приводить в действие песочницу; следует сначала прекратить буксование путем перекрытия регулятора, после чего привести в действие песочницу. В целях недопущения буксования следовало бы проработать вопрос о подсыпке песка не только под ведущие колеса, но и под передние.

11. Со стороны конструктивной следовало бы пересмотреть и усилить несколько верхнюю часть дышловой головки круглых подшипников.

12. Не допускать больших износов кольцевых подшипников.

ГЛАВА III

ПОВРЕЖДЕНИЯ ВНЕШНИХ И ВНУТРЕННИХ ЧАСТЕЙ ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

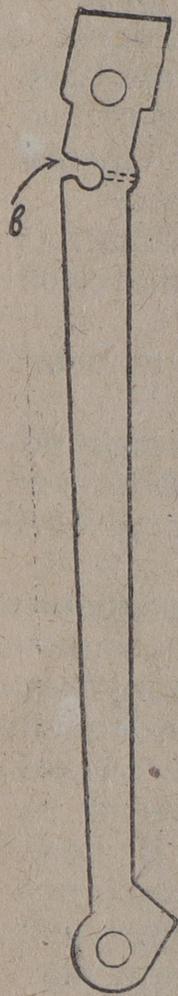
(3-я группа повреждений)

Повреждения парораспределительного механизма встречаются следующие: 1) поломка маятника, 2) задиры втулок золотни-

ковых и сильный их износ, 3) поломка дисков круглых золотников, 4) поломка кулисы, 5) изгиб эксцентрикового дышла, 6) повреждение кулисной тяги, 7) сдвиг контр-кривошипа.

Поломка маятника

Наиболее часто встречаются поломки маятника, причем указанные поломки по большей части имеют место посредине второй проушины *в* через центр отверстия для кованной шпильки (фиг. 33).



Фиг. 33. Поломка маятника

Каковы же причины поломок маятника? Причины, главным образом, кроются в остановке или замедлении, хотя бы на одно мгновение, движения золотника с той стороны, где поломался маятник. На схеме (фиг. 34) указаны направления сил, действующих при движении паровозов вперед и остановке золотника. Из схемы ясно, что поломка должна произойти именно в месте второго валика от верха в точке *в*, так как это место соединено с золотниковым штоком, который при остановке, хотя бы мгновенной, золотника является как-бы упором, тогда как во время движения паровоза верхний конец *а*, как указано стрелками, тянется кулисой назад, а нижний *с* передвигается крейцкопфом вперед. Слабым местом во всех случаях остановки золотника является отверстие валика *в*, здесь и происходит поломка маятника.

Что же касается остановки круглого золотника, то таковая может быть по следующим причинам:

1. Вследствие попадания золотникового кольца при поломке последнего в паровпускной канал.

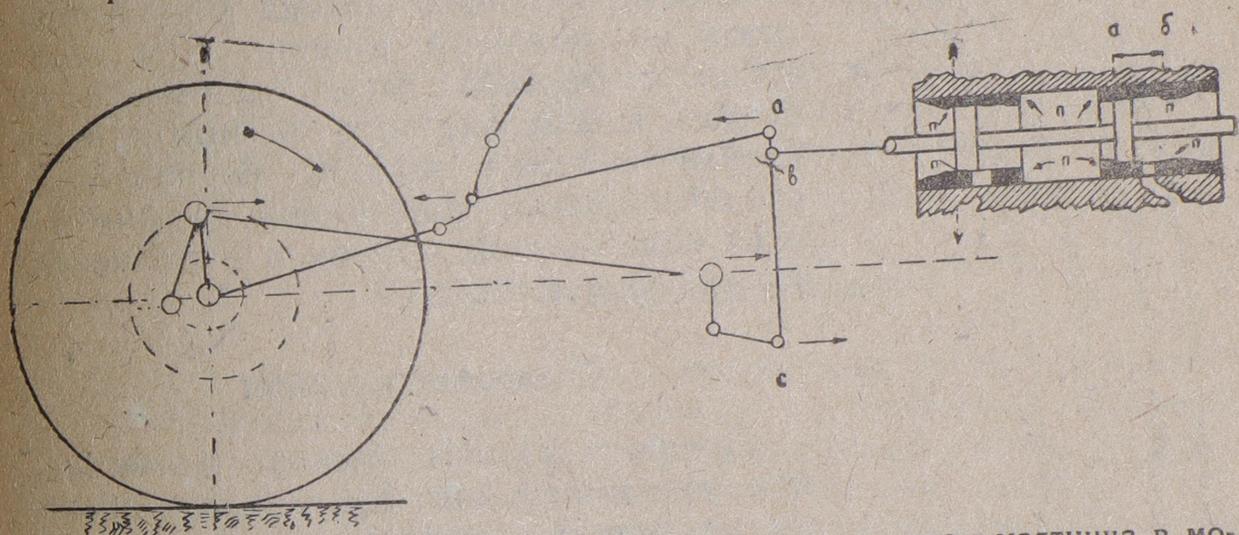
2. При износе золотниковых колец фаски на кольцах стираются и делаются довольно острыми. При плохом смазывании и при игре изношенного кольца в пазах золотниковых дисков может быть такой момент, когда острие кольца врежется в тело втулки, и золотник, хотя бы на один момент, остановится, в этот именно момент и произойдет поломка маятника. Чаще всего такие случаи бывают при сильном износе золотниковых втулок и образовании, так называемых, зарботков *п* (фиг. 34).

Дело в том, что золотник обычно работает, примерно, при 0,3 наполнения, следовательно ход золотника в преимущественном рабочем состоянии сокращен и находится в пределах *а* и *в* (фиг. 34). В этих границах тело втулок изнашивается тем больше, чем мягче металл втулок, тверже металл колец и хуже смазывание; зарботки (пороги) образуются в месте *п*, доходящие

иногда до 4 мм и более. При спущенном рычаге ход золотника удлиняется, золотниковые кольца могут легко врезаться в кольцевые зарубки втулок и может быть вызвана поломка колец и маятника, как указано выше.

3. Наблюдаются случаи излома маятника вследствие защемления золотника в заданных золотниковых втулках по причинам плохого смазывания. Автору в своей практике приходилось наблюдать довольно редкий случай разогревания втулок и золотниковых дисков до синего каления с последующим взломом маятника.

Случай этот имел место на паровозе серии Л, который на быстром ходу длительное время следовал по уклону без пара



Фиг. 34. Схема направления сил, действующих на излом маятника в момент остановки золотника

и без смазки вследствие неисправности пресс-маслянки. Конечно, при осмотре были обнаружены глубокие задиры на втулках, золотник настолько был ущемлен, что пришлось даже выжимать его. Краска на обшивке золотникового ящика от нагрева поднялась пузырями.

4. Наблюдались случаи остановки золотника и поломки маятника вследствие попадания в паровпускное окно посторонних предметов (гаек, болтов, кусков поломанных золотниковых колец и т. п.), оставленных по небрежности во время ремонта.

5. Случай заварки среднего валика в точке *b* (фиг. 34) также по большей части вызывает поломку последнего.

Потеря нижнего валика *c* маятника заставляет беспорядочно болтаться нижнюю часть маятника и ударяться о поршневой сальник, вследствие чего часто маятник ломается посередине в местах ударов или в проушине отверстия *b*. В лучшем случае при потере нижнего валика может быть изгиб маятника.

Задиры втулок и сильный их износ

Задиры втулок и сильный их износ имеет место, главным образом, от неудовлетворительной смазки, а также вследствие

слишком тугой постановки золотника во втулке после ремонта и большого перекоса золотникового направления.

Поломки золотниковых дисков

Поломки золотниковых дисков нераздвижных обычно происходят при расстройстве укрепления дисков на штоке и шайбах, срыве дисков со штока и шайб по той же причине и т. п., а также при попадании толстых золотниковых колец в паровпускное окно.

Поломка золотниковых дисков системы Трофимова обычно происходит от неосторожного открытия регулятора сразу на большой клапан. При этом диски с большой силой ударяются о шайбы, вследствие чего и может произойти поломка дисков. Встречаются случаи поломок золотников Трофимова и от неисправной сборки и ослабления укрепляющих гаек.



Фиг. 35. Поломка кулисы по *a* и *b* при движении золотника назад, по *cd* при движении золотника вперед

Поломка кулисы

Поломка кулисы бывает в местах, как указано на фиг. 35, при чем обычно встречается старый надлом. Если исключить недоброкачество металла, то образование наколов, трещин и даже поломок нужно объяснить остановкой золотника при движении его назад и при движении паровоза вперед и нахождении кулисного камня внизу; в этот момент кулисный камень производит давление на переднюю стенку кулисы, эксцентриковое дышло тянет за точку захвата кулисы назад, золотник, остановившись, удерживает точку *b* маятника и вместе с ней точку *a* с кулисной тягой, таким образом создаются отрывающие усилия для передней части кулисы.

При обрыве нижней части кулисы обычно обрывается и верхняя при помощи рычага, образующегося из отломанной передней части кулисы. В зависимости от хода паровоза, конструкции парораспределения и нахождения кулисного камня внизу или вверху может оторваться в первую очередь нижняя или верхняя части.

Изгиб эксцентрикового дышла

Изгиб эксцентрикового дышла обычно вызывается изгибом поршневого дышла в наружную сторону до такой степени, что эксцентриковое дышло, цепляясь за него, в свою очередь изгибается.

Второй случай может быть при описанной выше остановке золотника и изломе передней части кулисы вверху, при расположении кулисного камня вверху и остановке золотника при движении его вперед.

Повреждения кулисной тяги

Поломка кулисной тяги встречается очень редко и то только при крушениях, столкновениях и т. п. Что касается повреждений; то можно отметить разве только заварку валиков кулисного камня и в соединении с маятником точки (фиг. 34).

Сдвиги контр-кривошипов

Сдвиги контр-кривошипов в последнее время встречаются часто. Основная причина сдвигов—это ослабление и поворот главного кривошипа (ведущего) в запрессовке. Указанное ослабление может быть, помимо слабой запрессовки, также и от ударов воды в цилиндрах (см. удары воды в цилиндрах, гл. I, изгибы и поломки движущего механизма, гл. II). Обычно небольшой сдвиг без специального прибора трудно распознается даже самым опытным глазом, и прежде чем определенно установится этот сдвиг, паровоз успеет наделать много бед.

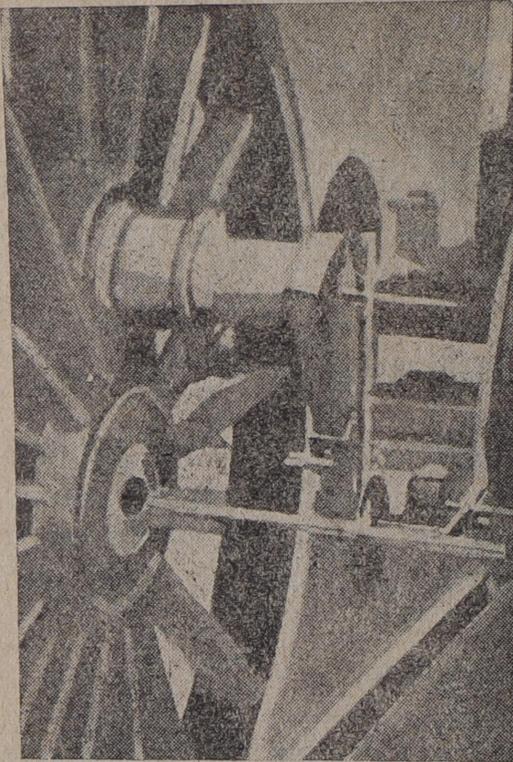
Прежде всего при сдвигах контр-кривошипов вызывается нарушение правильности парораспределения, а отсюда все качества работы паровоза, как-то: тяговая способность паровоза понижается по причине запутанности парораспределения, вследствие чего скорость на затяжных подъемах с тяжелыми поездами не выдерживается, что особенно важно при густом движении; возможны расцепки поездов и вывозка по частям поезда. Подобного рода расцепки вызывают нарушение графика движения поездов. Неправильное парораспределение помимо понижения тяговой способности паровоза, увеличивает расход топлива и т. п. Поэтому очень важно, во-первых, не допускать этих сдвигов, а во-вторых, своевременно, не затрачивая средств и времени на ремонт, обнаружить таковые.

Обычно запрессовка кривошипов производится на заводах, и хотя этому делу уделяется серьезное внимание, контролируется диаграммами давления и т. п., однако ошибки по тем или иным причинам бывают, и для надежности запрессовок надлежит только не допускать таковых.

Что же касается своевременного определения сдвигов контр-кривошипов, то такие могут быть определены двумя способами: специальным прибором и, наконец, без всякого прибора, чисто практическим путем — во время работы паровоза, в депо и т. п.

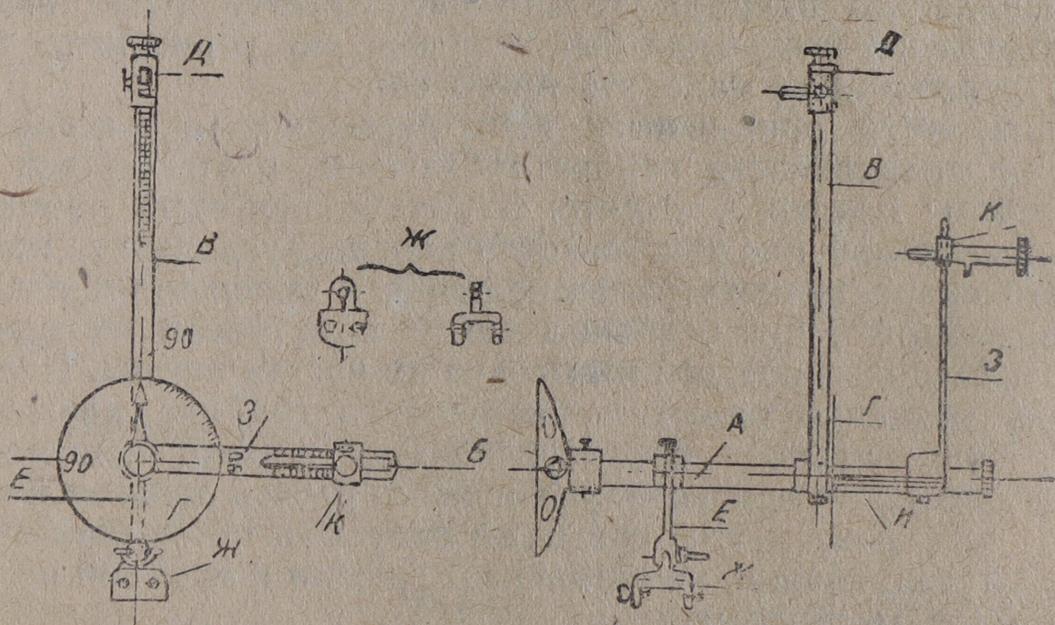
Для определения сдвигов кривошипов при помощи специального прибора может быть рекомендован наиболее подходящий прибор Юхневича (фиг. 36 и 37). Проверка положения контр-кривошипа этим прибором производится следующим образом.

Если паровоз находится в работе, то для установки прибора следует поставить главный кривошип в нижнее положение, чтобы можно было свободно установить прибор к центру оси. Для установки прибора следует расчистить краску на центре оси, чтобы шайба (Б) прибора плотно прилежала непосредственно к торцевой поверхности оси, при чем прибор закрепляется при помощи струбчинки (Ж), колена (Е) на кривошипе. Колено (Б) прибора устанавливается так, чтобы kern указателя (Д)



Фиг. 36

при помощи струбчинки (Ж), колена (Е) на кривошипе. Колено (Б) прибора устанавливается так, чтобы kern указателя (Д)



Фиг. 36, 37. Прибор Юхневича для проверки установки пальцев кривошипов ведущего колеса

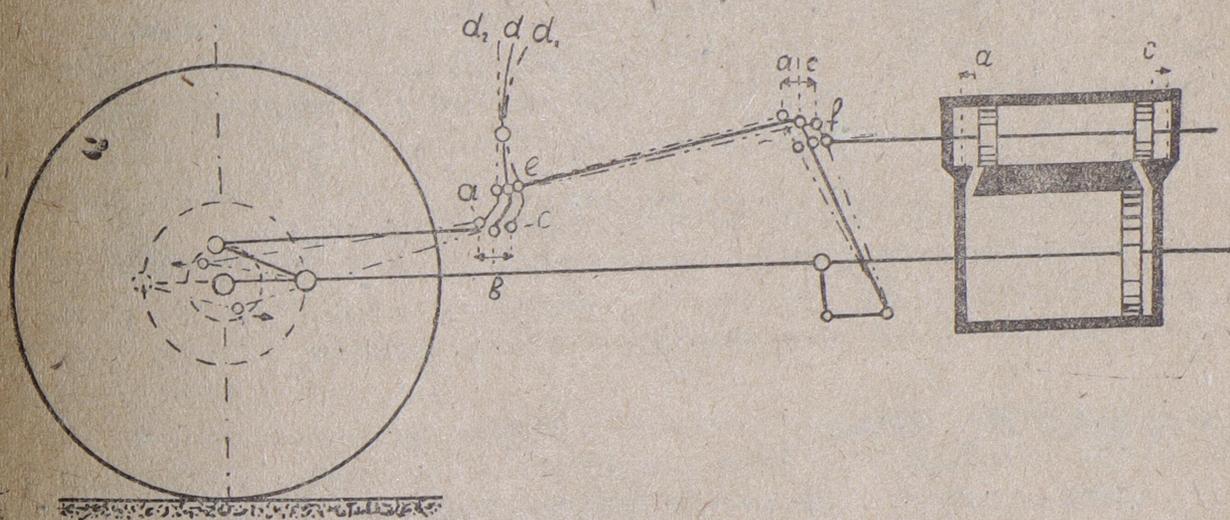
совпал с центром пальца кривошипа. Показатели отсчитывают длину кривошипа. Для определения положения контр-кривошипа

поворачивают колесо (З) и передвигают вдоль него указатель (К), устанавливают керн указателя в центр пальца контр-кривошипа. Стрелка (И) покажет на дуге (Г) в градусах угол между кривошипом и контр-кривошипом, а указатель на шкале колена (З) покажет длину контр-кривошипа.

Таким образом, при помощи прибора Юхневича можно одновременно проверить:

1. Длину ведущего кривошипа по шкале колена Б,
2. Длину контр-кривошипа по шкале колена З,
3. Угол между ведущим кривошипом и контр-кривошипом по диску прибора.

Можно определить сдвиг контр-кривошипа чисто практическим путем. Из теории построения кулисного механизма



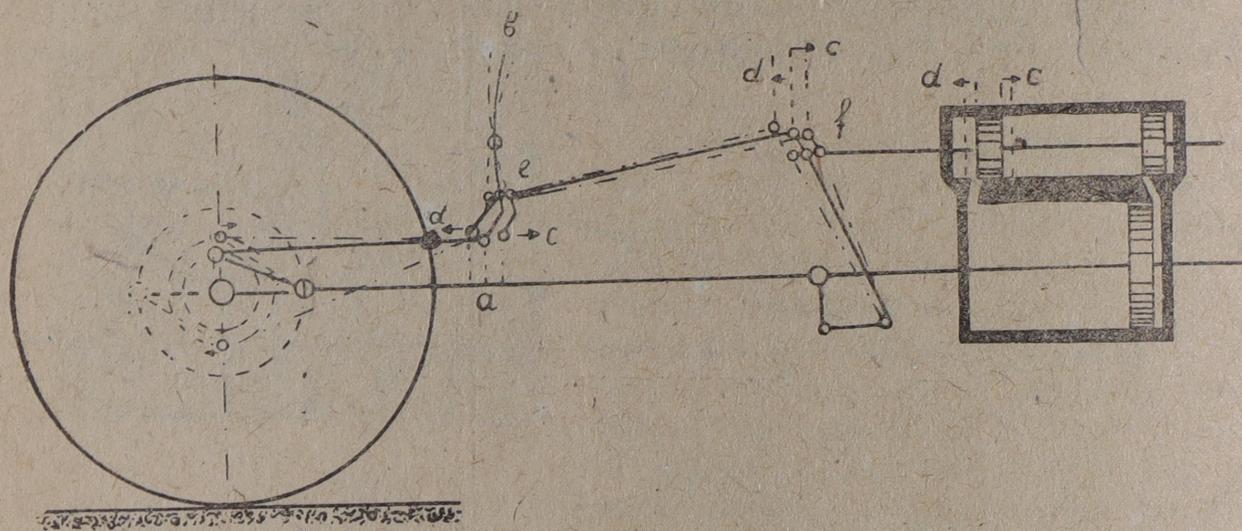
Фиг. 38. Схема движения золотника и положения кулис при сдвиге контр-кривошипа внутрь

Гейзингера (Вальшарта) нам известно, что при мертвых положениях кривошипов кулиса должна находиться вертикально (касательная к дуге кулисы должна быть перпендикулярна по отношению геометрической оси цилиндра). Так как длина кулисной тяги от e до f (фиг. 38) является радиусом дуги кулисы, а сама кулисная тяга должна быть расположена параллельно геометрической оси цилиндра, при нахождении кулисного камня в центре кулисы, то ясно, при переводе рычага снизу вверх и обратно кулисная тяга будет вращаться в точке f , и никаких горизонтальных передвижений как точка f , так и золотник не получит.

Иначе говоря, при мертвых положениях кривошипа сдвиг, а следовательно, изменение линейного предварения пуска пара при таких условиях не должны иметь места. При сдвигах контр-кривошипа может быть два положения: либо контр-кривошип приблизится к центру оси (фиг. 38), либо удалится от него (фиг. 39), причем, при приближении к центру оси эксцентриситет эксцентрика уменьшается, а вместе с этим уменьшается и размах точки захвата кулисы; при удалении центра контр-кривошипа

от центра оси эксцентриситет эксцентрика увеличивается и вместе с тем размах точки захвата кулисы также увеличивается. Ясно, что кулиса в этих случаях будет занимать не вертикальное положение, а в зависимости от характера сдвига контр-кривошипа и положения главного кривошипа в переднем или заднем мертвом положениях, кулиса будет наклонена либо вперед, либо назад от вертикали, причем тем больше, чем больше сдвиг.

Следовательно, при перемещении кулисного камня по кулисе, точка b и золотник будет иметь сдвиг в одну или другую сторону. Из схем фиг. 38 и 39 можно легко видеть характер таких сдвигов при сдвиге контр-кривошипов внутрь и наружу. На фиг. 38 указан



Фиг. 39. Схема движения золотника и положения кулисы при сдвиге контр-кривошипа наружу

сдвиг контр-кривошипа внутрь, т.-е. при приближении центра цапфы контр-кривошипа к центру оси кулиса при переднем мертвом положении будет занимать положение $a-d$, а следовательно при переднем положении главного кривошипа и переводе кулисного камня от центра вниз золотник будет иметь сдвиг на некоторую величину назад; при заднем мертвом положении и при положении кулисы в $c-d_2$ при переводе кулисного камня от центра вниз золотник будет иметь сдвиг вперед.

Таким образом, из схемы и вышесказанного легко видеть, что при таком сдвиге контр-кривошипа будет двухсторонний сдвиг золотника, тогда как в этот момент никакого движения он не должен иметь. Величина движения золотника в обе стороны будет зависеть от величины сдвига контр-кривошипа.

Рассмотрим теперь вторую схему, изображенную на фиг. 39, т.-е. при сдвиге контр-кривошипа в сторону от центра оси. При таком сдвиге эксцентриситет эксцентрика и размах точки захвата кулисы увеличится, а следовательно при переднем мертвом положении кривошипа кулиса будет занимать не отвесное положение, а точка захвата кулисы будет находиться в точке c , при заднем мертвом положении—точка захвата кулисы будет в точ-

ке *d*. В результате при переводе кулисного камня от центра вниз золотник будет иметь движение при переднем мертвом положении ведущего кривошипа вперед, а при заднем мертвом положении указанного кривошипа—назад. Таким образом, мы имеем тот же двухсторонний сдвиг золотника, но в обратную сторону по сравнению со сдвигом контр-кривошипа внутрь (фиг. 38).

Принимая во внимание указанные соображения, каждый машинист или монтер может быстро и легко проверить сдвиг контр-кривошипа без помощи специального прибора, поставив лишь в мертвое положение (переднее и заднее) ведущий кривошип по крючку испытываемой стороны и переводом кулисного камня от центра кулисы вниз.

Двухстороннее движение золотника в обоих случаях будет характеризовать сдвиг контр-кривошипа. Направление сдвига, т.е. к центру оси или от центра оси, можно легко определить по характерным признакам, описанным выше и указанным на фиг. 38 и 39.

При практическом определении указанным выше способом сдвигов контр-кривошипов необходима установка кривошипов в истинно мертвые положения по крючку. Установка на-глаз может иногда ввести в заблуждение или дать приблизительные результаты.

Незначительный двухсторонний сдвиг золотника дает также просадки паровоза на рессорах; при исследовании необходимо иметь в виду это обстоятельство.

Не следует также вводить кулисный камень сверху до низу, так как при таком переводе пропуск при опускании камня сверху до центра (при положении фиг. 38, 39) золотник будет продвигаться сначала назад и только при продвижении кулисного камня от центра вниз золотник будет продвигаться вперед. Такое двухстороннее продвижение золотника при полном опускании кулисного камня может ввести в заблуждение наблюдателя, а поэтому следует кулисный камень переводить только от центра вниз.

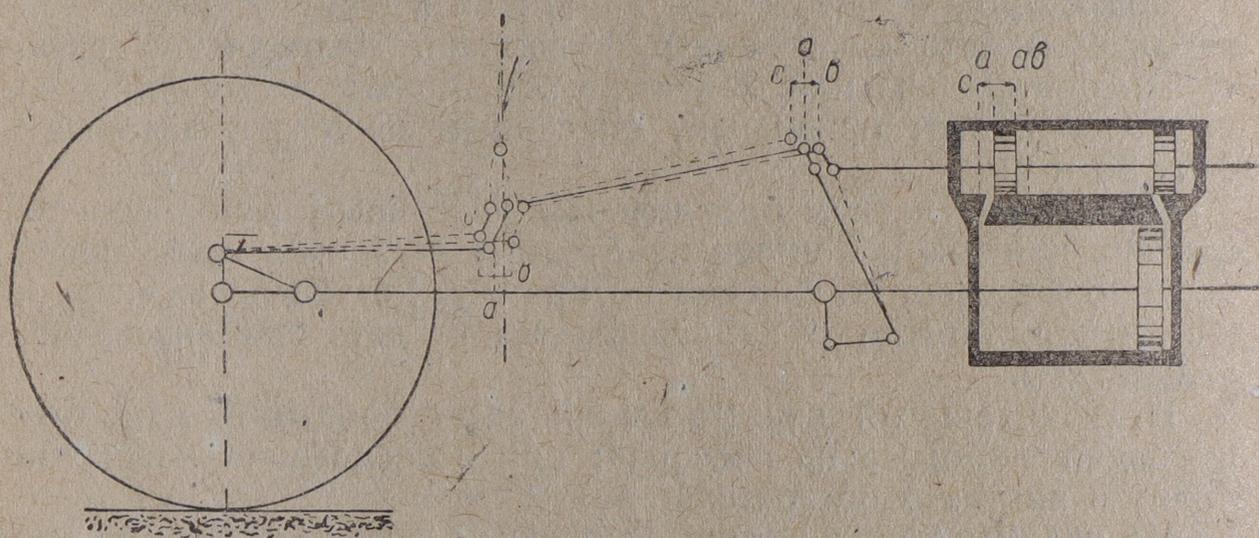
Изменение линейного предварения вследствие удлинения или укорочения эксцентрикового дышла

При определении сдвигов контр-кривошипов указанным выше способом необходимо учесть и другие причины сдвига золотников при мертвых положениях кривошипов, — это удлинение или укорочение эксцентрикового дышла. При удлиненном эксцентриковом дышле, при мертвых положениях кривошипов, кулиса не будет занимать вертикального положения, а в зависимости от величины удлинения эксцентрикового дышла точка захвата кулисы отойдет вперед на некоторую величину, как

указано на фиг. 40. Точно такое же положение кулисы займет и при заднем мертвом положении кривошипа. Сдвиг золотника будет при обоих мертвых положениях кривошипа вперед на величину $a-b$.

При укороченной эксцентриковой тяге $a-c$ произойдет точно такая же картина, но со сдвигом золотника назад на величину $a-c$ при обоих мертвых положениях кривошипа.

Таким образом мы имеем характерный односторонний сдвиг золотника при переднем и заднем мертвых положениях кривошипа при удлиненном эксцентриковом дышле только вперед, а при укороченном—только назад, в отличие от двухстороннего сдвига золотников, как это имеет место при сдвигах контр-кривошипов.



Фиг. 40. Схема движения золотника и положения кулисы при удлинении или укорочении эксцентриковой тяги

Изменение линейного предварения при посадке паровоза на рессорах или вследствие опускания по той или иной причине точки подвеса кулисы

В этом случае эксцентриковое дышло при заднем мертвом положении кривошипа будет приближаться к прямой и дышло как бы будет удлиняться, и кулиса отойдет от вертикального положения вперед, вместе с тем и золотник продвинется вперед; при переднем мертвом положении кривошипа эксцентриковое дышло будет укорачиваться, и кулиса из вертикального положения несколько наклонится назад, а золотник в этом случае при опускании кулисного камня от центра вниз продвинется назад, т. е. золотник тоже будет иметь двухсторонний сдвиг.

Необходимо оговориться, что опускание самой кулисы—точки подвеса кулисы вследствие износа кольцевых подшипников слишком незначительно, ошибки в разметке и сборке кулисного кронштейна бывают очень редки. Во всяком случае, то и другое больших сдвигов золотника не дает. Односторонний крен вслед-

ствие посадки на рессорах дает несколько большие двухсторонние сдвиги золотника, но это легко обнаружить на глаз по зазорам между буксами и рамой паровоза.

Как усматривается из изложенного выше, поломки маятника и даже кулисы вызываются в большинстве случаев задирами втулок золотниковых, замедлением хода золотника или даже мгновенной остановкой золотника по той или иной причине.

Для устранения упомянутых поломок следует содержать золотники и золотниковые втулки в надлежащей исправности, для чего необходимо следить за осмотром золотников в установленные сроки, при чем при вскрытии золотников обращать особое внимание на недопустимость порогообразных заростков втулок, острых заусенцев золотниковых колец, оставления посторонних предметов в золотниковых ящиках, образования нагара; последнее может быть устранено рациональным смазыванием доброкачественной цилиндровой смазкой.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Введение	5
I. Повреждения движущего механизма (1-я группа повреждений)	
Повреждения поршневых дышел, цилиндров, поршней со штоком, крейцкопфов, поршневых и крейцкопфных подшипников, их клиньев и пальцев кривошипа	7
Повреждения от гидравлических ударов воды в цилиндрах при круглых золотниках	9
Конечное давление при сжатии во вредном пространстве и сущность явлений ударов воды в цилиндрах	12
Дополнительные силы, действующие разрушающим образом на движущий механизм:	
а) Силы, действующие на поршень в момент буксования, увеличенные разностью плеч кривошипов	15
б) Силы инерции вращающихся масс машины и противовесов при буксовании паровоза	19
в) Силы инерции движущихся масс поезда при езде по уклону	21
г) Сила, вызывающая остановку и скольжение колес	21
Плоские и круглые золотники	22
Продувальные и предохранительные цилиндровые клапаны	23
Причины бросания воды котлом	25
Причины образования нагара в цилиндрах и на поршнях:	
а) Качество цилиндрового масла	27
б) Влияние способа смазывания цилиндров и золотников при перегретом паре на образование нагара	28
в) Влияние байпасов на образование нагара в цилиндрах	29
г) Влияние посторонних тел на образование нагара в цилиндрах	30
д) Влияние неправильности парораспределительных золотников и хода поршней	30
Меры к устранению нагара у цилиндрах	31
Влияние контр-пара на увеличение сжатия	32
Данные опытной поездки на паровозе № 2841, серии Э	33
II. Повреждения сцепных дышел (2-я группа повреждений)	
Повреждение сцепных дышел паровоза серии Э:	
а) Характер повреждений сцепных дышел	42
б) Износ кольцевых подшипников и их рамок	43
в) Влияние байпасов, неправильности парораспределения, хода поршня, контр-пара и буксования	44
г) Овальзация и эксцентричность пальцев кривошипов	45
д) Эксцентричность и разный диаметр бандажей	50
е) Ремонт отверстий и втулок сцепных дышел	51
ж) Влияние уплотнения буксовых клиньев и укрепления центровых подшипников	53

III. Повреждения внешних и внутренних частей парораспределительного механизма (3-я группа повреждений).

	Стр.
Поломка маятника	56
Задиры втулок и сильный их износ	57
Поломки золотниковых дисков	58
Поломка кулисы	58
Изгиб эксцентрикового дышла	59
Повреждение кулисной тяги	59
Сдвиги контр-кривошипа	59
Изменение линейного предварения вследствие удлинения или укорочения эксцентрикового дышла	63
Изменение линейного предварения при посадке паровоза на рессорах или вследствие опускания по той или иной причине точки подвеса кулисы	64

**Державне Науково-Технічне Видавництво України
ДНТВУ**

Харків, Пролетарський майдан, 7.

ВЫШЛА ИЗ ПЕЧАТИ:

СВИРИКОВ А. Г., КОРНЕЕВ В. И., СТРИЖКО П. С.

Газовая сварка и резка в ремонте подвижного

состава железных дорог

ОНТИ — ГНТИУ. 158 с. 2 руб.

Содержание. В популярном изложении в книге даны общие технические основы газовой сварки и резки, практические приемы работ по сварке частей подвижного состава, по котельному ремонту, детально освещены вопросы технологического процесса сварки различных металлов: меди, чугуна и др. В книге также отражены вопросы организации планирования и учета работ по сварке и резке, а также основные моменты техники безопасности и охраны труда.

Помещенные в книге рисунки наглядно иллюстрируют способы и принципы сварки и резки деталей подвижного состава.

Книжка рассчитана на рабочих и техн. персонал ремонтных заводов (паровозных и вагонных), депо, передвижных рем. мастерских, заводского транспорта.

НАХОДИТСЯ В ПЕЧАТИ:

РАДНОВ, АЛЕКСАНДРОВСКИЙ, ЗАДОРЖНЫЙ

Американская практика ремонта паровозов

ОНТИ — ГНТИУ. 6 печ. л. Тираж 3000 экз. Ориент. цена 1 руб. 15 коп.

Содержание. Авторы — участники командировки в США — в популярном изложении знакомят читателей со всеми достижениями зарубежной техники. Детально освещены вопросы организации работы по ремонту паровоза, способы производства ремонта по отдельным деталям и их эффективность, даны графики прохождения операций. Указано, что из американской практики может и должно быть использовано в наших депо.

Книга рассчитана на деповских адм.-технических работников, депо, мастеров, рабочих.

**ПРОДАЖ по всіх книгарнях Укркнигозбуту, Укркниготоргу
й Вукоопкниги**

Замовлення надсилайте: Харків, Пролетарський майдан, 7.

УКРКНИГОЗБУТ ОНТИ — ДНТВУ

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
7	9 снизу	(см. ниже характер обрывов поршневого штока у крейцкопфа показан на фиг. 19a, b, c, d).	Следует читать после абзаца : „От недоброкачества ремонта“...
„	8 „	фиг. 19 a	фиг. 9 a
8	2 „	Нездорвится от этого и насадке пальцев ведущей оси и даже раме (см. ниже).	Страдает от этого и насадка пальцев кривошипов ведущей оси и даже рама (см. ниже).
„	19 „	(последние при игре оси и эллипсе подшипников и букс в челюстях)	(последние при игре оси и букс в челюстях и эллипсе подшипников буксовых)
10	6 сверху	при отходе поршня	при подходе поршня
18	22 „	(фиг. 6)	(фиг. 5)
21	20 „	Предположим, что скольжение колес...	Предположим, что в цилиндры попала вода и скольжение колес..
22	6 „	выход излишка давления воды наружу...	выход излишка давления и воды наружу...
38	1 „	На паровозе серии С	На паровозе серии О
	3 „	валик парного сцепного...	валик второго сцепного...
43	Подпись под фиг. 25	подшипников д	подшипников б
45	12 снизу	из многих фактов	из многих факторов
50	21 сверху	(холодильника)	(холодильника фиг. 20)
59	14 „	с маятником точки (фиг. 34).	с маятником точки v (фиг. 34).