

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

РЫЧАЖНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 23. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Каждая тормозная единица подвижного состава снабжена рычажной передачей.

Рычажная передача представляет собой механическое устройство для передачи силы, развиваемой тормозным цилиндром (или винтом при ручном действии), ко всем тормозным колодкам. Основные элементы её — рычаги, тяги, триангели и подвески, связанные между собой шарнирно.

Рычажная передача должна удовлетворять трём главным условиям: передавать силу от источника на расстояние ко всем тормозным колодкам; увеличивать эту силу на определённую величину; распределять её равномерно на все тормозные колодки.

Если тормозные колодки нажимают на колёса с двух противоположных сторон, то такое торможение называется двусторонним; если с одной стороны, — то односторонним.

Установлены следующие стандартные округлённые размеры нажатий тормозных колодок (взято из Правил технической эксплуатации железных дорог Союза ССР):

- 1) для паровозов — 5 т на ось,
- 2) для тендеров — 4 т на ось,
- 3) для электровозов и тепловозов — 8 т на ось,
- 4) для электровагонов и пассажирских вагонов длиной 20,2 м и более — 7 т на ось,
- 5) для остальных пассажирских вагонов — 5 т на ось,
- 6) для вагонов товарного парка на порожнем режиме — 3,5 т на ось,
- 7) для вагонов товарного парка на гружёном режиме — 6,5 т на ось.

Для точных расчётов при проектировании, при проверке и в других случаях необходимо пользоваться формулами и методами расчёта, указанными ниже, а также знать следующие определения.

Тормозным весом единицы подвижного состава называется тот минимальный вес (т. е. минимальное давление тормозных осей на рельсы), для которого рассчитывалось максимальное нажатие тормозных колодок при проектировании этой единицы.

Коэффициентом нажатия тормозных колодок единицы подвижного состава называется отношение величины максимального нажатия всех тормозных колодок этой единицы к величине тормозного веса её.

Коэффициентом тормозного нажатия поезда, или коэффициентом торможения поезда, называется отношение суммы максимального нажатия всех тормозных колодок в поезде к весу этого поезда.

§ 24. КОЭФИЦИЕНТЫ НАЖАТИЯ ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК

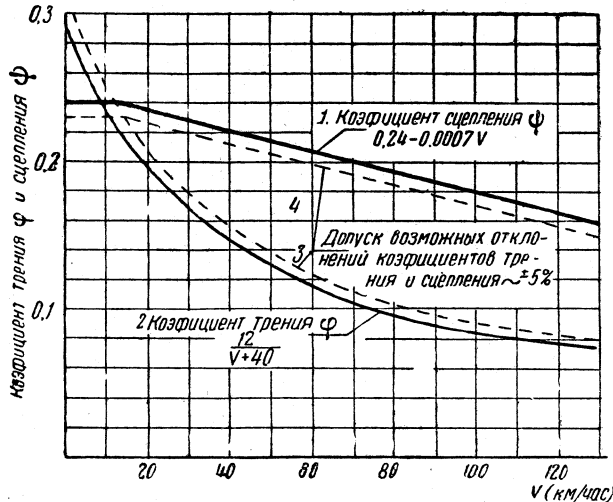
Из вышеуказанных определений следует, что коэффициент нажатия тормозных колодок (обозначим его через δ) определяется из следующего соотношения:

$$\delta = \frac{kx}{q},$$

где x — нажатие одной тормозной колодки на колесо при полном торможении;
 k — число колодок на одну ось;
 q — тормозной вес, приходящийся на одну ось.

Ясно, что тормозной вес должен представлять собой наименьшую величину давления колёс на рельсы, какая только может при данном режиме тормоза случаться в эксплуатации, с учётом возможных разгрузок осей во время торможения. (Вопрос о разгрузках осей разбирался в § 15.)

Чрезвычайно важно выбрать наиболее правильный и выгодный коэффициент нажатия, чтобы при экстренных торможениях получались наиболее короткие тормозные пути. Чрезмерно малые или чрезмерно большие нажатия колодок могут быть причиной уменьшения тормозной силы. При чрезмерном нажатии



Фиг. 71. Диаграмма коэффициентов трения колодок и сцепления колёс с рельсами и сил торможения и сцепления под нагрузкой 1 т

могут происходить по причине сотрясений, колебаний рессор, виляний колёс и т. д. Собственно говоря, эти границы соответствуют области рассеивания опытных точек при нахождении коэффициентов трения экспериментальным путём. На основании диаграмм и наблюдений такие отклонения можно установить для коэффициентов сцепления и для коэффициентов трения $\pm 5\%$, что и отмечено на диаграмме тонкими пунктирными линиями 3, 4.

На основании высказанных соображений мы должны при подсчётах брать не точные кривые, а их отклонения в сторону сближения обоих коэффициентов, чтобы надёжно гарантировать правильную работу тормозной оси.

Учитывая указанные допуски, надо давать такие нажатия тормозным колодкам, чтобы при скоростях, близких к нулю, тормозная сила не превышала силу сцепления колёс с рельсами.

Это условие кладем в основу следующего вывода.

Обозначая давление колёс одной оси на рельсы буквой q , число колодок k , нажатие одной колодки x , коэффициент сцепления колёс с рельсами ψ и трения колодок ϕ , можно написать следующее выражение:

$$kx (\phi \pm 0,05 \phi) \leq q (\psi - 0,05 \psi),$$

откуда

$$\delta = \frac{kx}{q} \leq 0,9 \frac{\psi}{\phi}.$$

может получиться в начале торможения юз, дающий, как известно, уменьшение тормозной силы более чем вдвое.

Из этого следует, что требуется соблюсти в отношении нажатия колодок некоторые нормы.

Чтобы дать обоснование выбора коэффициента нажатия тормозных колодок, построим диаграмму средних коэффициентов сцепления колёс с рельсами (линия 1) и коэффициентов трения колодок о бандажи (линия 2) (фиг. 71). Эти коэффициенты взяты из диаграммы фиг. 37 и 60.

Около этих линий проводим границы возможных отклонений значений коэффициентов. Отклонения же эти

Подставляя сюда значения $\varphi = \frac{12}{V+40}$ и $\psi = 0,24 - 0,0007 V$ из формул (22) § 18 и (55) § 21, получаем:

$$\delta \leq 0,9 \frac{(0,24 - 0,0007 V)(V+40)}{12},$$

или после преобразования

$$\delta \leq 0,72 + 0,018 V - 0,00005 V^2. \quad (1)$$

Для обыкновенных тормозов коэффициент δ подсчитывается при скорости, близкой к нулю, поэтому

$$\delta \leq 0,72.$$

Для скоростных тормозов, снабжённых «деселакронами», меняющими автоматически нажатия колодок в зависимости от величины замедления скорости поезда, коэффициент нажатия δ , например, для скорости 150 км/ч можно допустить

$$\delta = 0,72 + 0,018 \cdot 150 - 0,00005 \cdot 150^2 = 2,3.$$

Теперь остаётся выяснить, по отношению к какому тормозному весу, т. е. к какому давлению колёс на рельсы, надо применять данный коэффициент.

В практике считают, что коэффициент нажатия колодок относится к давлению колёс, находящихся под нагрузкой тары вагонов при порожнем режиме торможения и под нагрузкой тары плюс 5 т на каждую ось минимального груза при гружёном режиме. Если это для грубых практических расчётов приемлемо, то для проектирования тормоза и для теоретических расчётов не может быть допущено, в особенности для четырёхосных вагонов, у которых при торможении разгрузка задних осей, согласно формуле (68') § 15, может достигать до 19%. Поэтому при расчётах нажатия тормозных колодок надо сначала определить тормозной вес по наименьшему давлению колёс на рельсы во время торможения по формулам § 15 и тогда к нему относить нажатие колодок по формуле (1).

При расчётах коэффициента нажатия тормозных колодок необходимо особенно внимательно относиться к чугунным (Гриффина) колёсам. Во-первых, коэффициенты сцепления с рельсами у них несколько меньше, чем у колёс со стальными бандажами (примерно на 5%) из-за разности соприкасающихся металлов; во-вторых, коэффициенты трения чугунных тормозных колодок несколько больше, чем на стальных бандажах (примерно на 10% в пределах скоростей от 0 до 30 км/ч), вследствие однородности соприкасающихся металлов. В сумме нажатие колодок на такую колёсную пару должно быть меньше, чем на колёсную пару со стальными бандажами (приблизительно на 15%) из опасения заклинивания колёс.

Кроме того, необходимо учитывать вредное влияние чрезмерного удельного давления тормозной колодки на поверхность обода чугунного колеса, так как получающаяся при этом высокая температура в области контакта трущихся поверхностей колодки и колеса с последующим быстрым охлаждением поверхности последнего после выхода из трения служит причиной появления незаметных трещин, которые ведут к быстрому расстройству поверхностной структуры, а затем вообще к разрушению поверхности катания колеса.

Оптимальная величина нажатия колодок для чугунных колёс, не причиняющая вреда, — это 6 кг/см² и, как предел, 8 кг/см².

§ 25. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Число, показывающее отношение теоретической величины суммы сил нажатия всех тормозных колодок данной тормозной единицы Σx к величине силы источника P , называется передаточным числом n

$$n = \frac{\Sigma x}{P}. \quad (2)$$

Под силой источника здесь понимается сила по штоку тормозного цилиндра или сила тормозильщика на рукоятке тормоза.

Для определения величины передаточного числа необходимо прежде всего знать допускаемую силу нажатия тормозных колодок, которая соответствует выбранному проценту от нагрузки всех тормозных осей (см. § 24). Затем принимается во внимание источник силы — тормозильщик или тормозной цилиндр. Сила первого принимается в виде средней величины 30—32 кг, но может доходить и до 50 кг; сила второго зависит от выбора диаметра тормозного цилиндра и давления воздуха в нём при полном (максимальной силы) торможении и в общем равна

$$P = p \frac{\pi D^2}{4},$$

где D — диаметр поршня тормозного цилиндра в см,

p — давление воздуха в тормозном цилиндре при полном торможении в кг/см².

В последнем случае, очевидно, можно варьировать величиной P в довольно широких пределах, выбирая соответствующий тип цилиндра; что же касается давления p , то принято брать за норму давления: 3,5 ат при однорежимном тормозе; 3,5 ат для гружёного режима и 2,0 ат для порожнего при двухрежимном тормозе.

Практически рекомендуется брать такой тип тормозного цилиндра, чтобы передаточное число было по возможности меньше по причинам, указанным ниже; однако величина и вес тормозного цилиндра должны в некоторой степени гармонизировать с весом той единицы подвижного состава, на котором он должен быть укреплен, например, нерационально ставить 14" цилиндр на двухосном вагоне, — получается слишком тяжело и громоздко; но для тяжёлых или быстроходных типов подвижного состава уместно ставить иногда не только 14", но и 16" и 18" тормозные цилиндры уже потому, что эти вагоны требуют весьма больших нажатий на тормозные колодки. За неимением в нашей номенклатуре тормозных цилиндров больше 14" ставят иногда два цилиндра 12" или 14", которые обслуживают порознь обе тележки вагона или обе стороны локомотива. Вообще на пассажирских вагонах выгодно ставить тормозные цилиндры на тележках.

Выбрав передаточное число, устанавливают при построении рычажной передачи тип и схему последней, затем определяют размеры плеч рычагов и усилия в них, в тягах, подвесках, балках и в других элементах для расчёта прочных размеров их. Но бывают случаи обратные, когда по готовой схеме и размерам, показанным на этой схеме, надо найти или проверить передаточное число. Во всех этих случаях необходимо иметь формулы, заключающие в себе интересующие нас величины и зависимости, чтобы при помощи этих формул можно было быстро и точно решить любую задачу на построение рычажной передачи.

Эти формулы следующие (вывод их даётся дальше).

Для автоматического воздушного тормоза (фиг. 72 и 73):

$$n = m \frac{ac}{bd} \cos \alpha = \frac{\sum x}{P}; \quad (3)$$

для ручного тормоза (фиг. 74)

$$n_{\text{руч}} = 6,3 \frac{r}{h} m \frac{s}{t} \frac{a'c}{bd} \cos \alpha, \quad (4)$$

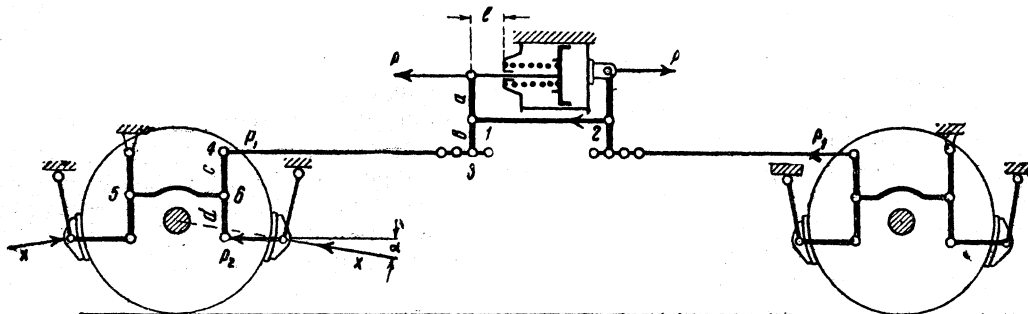
где n — передаточное число воздушного тормоза;

$n_{\text{руч}}$ — передаточное число ручного тормоза;

m — число пар тормозных колодок (парой колодок считаются две колодки, связанные поперечной балкой или триангелем с одной стороны колёсной пары);

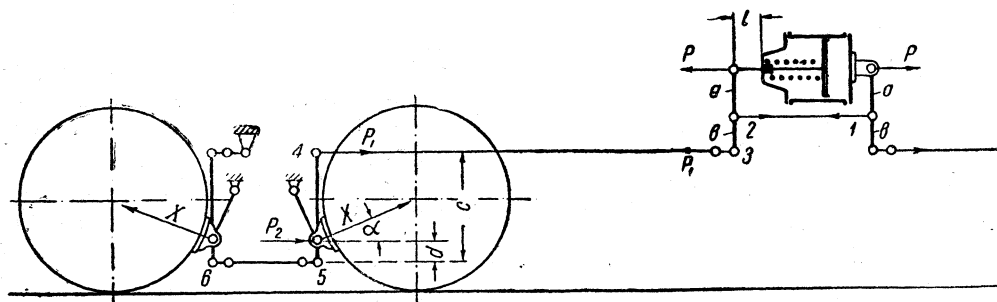
$ac, a'c$ — величины в числителе, соответствующие длинам ведущих плеч рычагов, находящихся в зоне рычажной передачи между источником силы до ближайшей пары колодок;

- bd — величины в знаменателе, соответствующие длинам ведомых плеч тех же рычагов;
- r — радиус маховика или рукоятки ручного тормоза, играющего роль ведущего рычага;
- h — шаг винта ручного тормоза, играющего роль ведомого рычага;
- s — длина ведущего плеча кривого рычага (под тормозной площадкой);
- t — длина ведомого плеча того же рычага;
- α — угол между направлением силы, действующей на колодку со стороны рычажной передачи, и направлением радиуса, проходящего через центр колеса и середину колодки (фиг. 72 и 73);
- Σx — сумма сил нажатия всех колодок;
- P — сила источника в ручном тормозе — тормозильщика, в воздушном — тормозного цилиндра.



Фиг. 72. Схема рычажной передачи двухосного вагона

По этой формуле ищут теоретическую величину передаточного числа, предполагая правильную установку рычагов и тяг, когда между первыми и вторыми образуются прямые углы. В противном случае потребовалось бы разложение косых сил на прямые по тягам и на перпендикулярные к рычагам, что значительно усложнило бы формулу без всякого практического значения, так как в условиях эксплуатации углы положений рычагов в определенных границах всегда изменяются по мере износа колодок, и эти углы никто не измеряет и не учитывает. Однако, чтобы эти отклонения сил были сколь возможно меньшими, рычаги и



Фиг. 73. Схема рычажной передачи четырехосного товарного вагона

тяги строятся и рассчитываются соответственно средним условиям износа тормозных колодок и ободов колес при среднем ходе поршня тормозного цилиндра и ортогональном расположении тяг и рычагов, как показано на фиг. 72 и 73.

При таком условии погрешности будут симметричны и будут иметь наименьшее значение как при совершенно новых колодках и бандажах, так и при износе до установленных крайних пределов.

Формула (3) универсальна и пригодна для любой системы рычажной передачи при условии, что силы нажатий всех пар колодок одинаковы, что вообще и должно быть соблюдено при расчёте.

Выводится эта формула следующим образом (фиг. 72 и 73): сила P поршня, действующая по направлению штока, передаётся при помощи главного рычага на тягу 3—4 с выигрышем величины пропорционально отношению плеч этого рычага $a : b$. Полученная на тяге сила P_1 при помощи второго передаточного рычага передаётся на триангель или балку пары колодок с новым изменением величины пропорционально отношению плеч $c : d$ второго рычага. Эта последняя сила P_2 действует под углом α к направлению нормального давления колодок. Чтобы узнать величину этого давления, надо силу P_2 помножить на косинус угла α . На основании сказанного составляем формулы

$$P_1 = P \frac{a}{b}; P_2 = P_1 \frac{c}{d}; x = P_2 \cos \alpha.$$

$$x = P \frac{a \cdot c}{b \cdot d} \cos \alpha.$$

Это сила нажатия только одной пары колодок.

Правильно сконструированная рычажная передача должна создавать одинаковые нажатия на все тормозные колодки. На схемах это видно из того, что средние точки главных рычагов у тормозного цилиндра и средние точки вторичных рычагов у колёсных пар связаны между собой затяжками 1, 2 и 5, 6, а так как все указанные парные рычаги имеют одинаковые отношения плеч, то вполне понятно, что силы, получающиеся на концах вторичных рычагов, такие же, как и на концах первичных рычагов. Отсюда и получается полное равенство распределения сил на все пары колодок. Следовательно, чтобы найти из последнего выражения сумму сил нажатия всех пар колодок, число которых назовём буквой m , нужно это выражение помножить на m . Тогда получим

$$\sum x = P m \frac{a \cdot c}{b \cdot d} \cos \alpha. \quad (5)$$

Передаточное же число n равно отношению суммы сил нажатий колодок $\sum x$ к силе по штоку P тормозного цилиндра. Его получим, если разделим левую и правую части последнего выражения на P :

$$n = \frac{\sum x}{P} = m \frac{ac}{bd} \cos \alpha. \quad (6)$$

Это и есть формула (3). Следует обращать внимание на то, чтобы были учтены все рычаги между тормозным цилиндром и первой ближайшей парой колодок, включая и подвески последних, если эти подвески работают как рычаги, как это часто бывает у рычажных передач локомотивов.

Этот вывод относится к рычажной передаче воздушного тормоза. Для получения же формулы (4) передаточного числа ручного тормоза необходимо число, показывающее, во сколько раз усилие руки тормозильщика увеличивается до первого рычага автоматического тормоза, умножить на передаточное число последнего; однако если тяга ручного привода подведена к рычагу автоматического тормоза в точке, дающей неодинаковое отношение плеч для правого и левого рычагов (фиг. 74), то получим два передаточных числа, неодинаковых для одного и другого конца вагона.

Если шаг винта h , то гайка подымается на эту высоту при полном обороте рукоятки винта. Если, далее, радиус рукоятки r , а сила, приложенная к ней, $P_{\text{руч}}$, то на основании принципа равенства работ при отсутствии трения имеем

$$P_{\text{руч}} 2 \pi r = P_{\text{гайка}} \cdot h$$

или

$$P_{\text{гайка}} = 6,3 \frac{r}{h} P_{\text{руч}}.$$

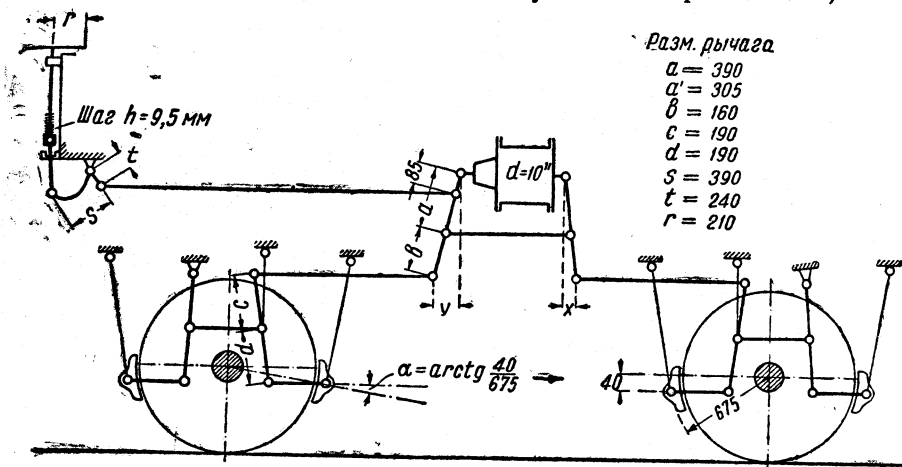
Дальше, переходя к кривому рычагу с отношением плеч $s : t$, а от него к остальным рычагам от ведущих плеч к ведомым, как это было рассмотрено выше, получаем силу нажатия всех колодок левой оси

$$\sum x = 6,3 P_{\text{руч}} \frac{r s m a' c}{h t b d} \cos \alpha.$$

Передаточное же число согласно определению

$$n_1 = \frac{\sum x}{P_{\text{руч}}} = 6,3 \frac{r s m a' c}{h t b d} \cos \alpha. \quad (7)$$

Обращаем внимание, что передаточное число рычажной передачи является величиной теоретической (предполагается отсутствие сопротивлений) и это спа-



Фиг. 74. Схема рычажной передачи двухосного вагона с ручным тормозом

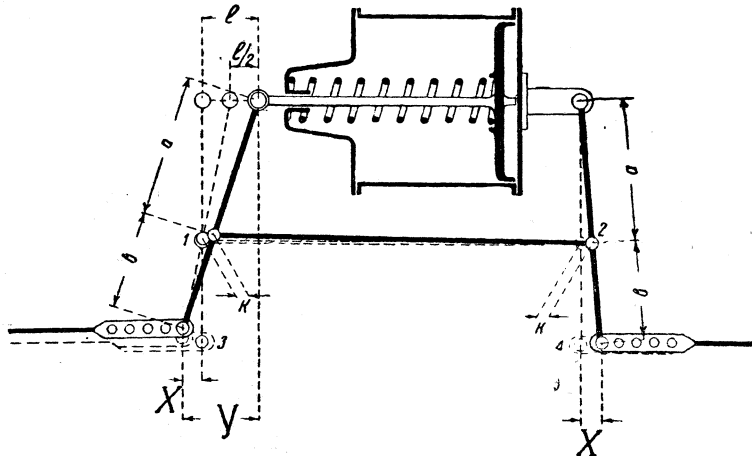
ренные рычаги и тяги, находящиеся в одной плоскости, друг другу параллельны. На практике могут быть некоторые отклонения от этих условий, и тогда действительный коэффициент передачи может несколько отличаться от теоретического. Чтобы, однако, эти отклонения были по возможности меньшими и чтобы правильно построить рычажную передачу, необходимо предусмотреть следующие условия: 1) тормозные колодки наполовину изношены (на толщину 25 мм); 2) бандажи колёс на половину рабочего слоя обточены (на толщину 25 мм или на 50 мм по диаметру); 3) все регулировочные приспособления (стяжные муфты, ступенчатые отверстия) переставлены наполовину и все тормозные колодки, когда шток тормозного цилиндра вышел на половину своего допускаемого максимального хода, прижаты к бандажам, наконец, 4) все рычаги взаимно параллельны, а оси тяг и затяжек, сочленённых с этими рычагами, перпендикулярны к ним (фиг. 72 и 73). Построенная и рассчитанная рычажная передача для этих условий будет нормальной для отклонений в ту или другую сторону, встречающихся в эксплуатации.

Стяжные муфты и ступенчатые отверстия, предназначенные для регулировки рычажной передачи, должны допускать стягивание и распускание рычажной передачи настолько, чтобы рычаги и тяги можно было правильно устанавливать как при новых, так и при изношенных до крайних пределов колодках и бандажах. Очевидно, что для выполнения этих условий рациональнее регулировку предусматривать у четырёхосных вагонов отдельно как для главных рычагов, расположенных непосредственно у тормозных цилиндров, так и у передаточных рычагов, расположенных у колёсных пар.

При проектировании рычажной передачи все эти условия легко выполняются посредством графического построения трёх случаев положения рычагов и тяг: 1) при новых, 2) среднеизношенных и 3) предельно изношенных колодках и бан-

дажах колёс. При этом построении рекомендуется брать масштаб достаточно крупный, например 1 : 5.

В рычажных передачах желательно, чтобы рычаги при тормозных цилиндрах устанавливались во время торможения в наиболее выгодное положение — перпендикулярное к штоку поршня и к тягам. Для этого требуется, чтобы концы рычагов при отпущенном тормозе находились в положениях, определяемых расстояниями X и Y (фиг. 75).



Фиг. 75. Установка горизонтальных рычагов

Величина этих расстояний получается из формул

$$\left. \begin{aligned} X \frac{a}{a+b} &= \frac{l}{2} \frac{b}{a+b}, \\ X &= \frac{l}{2} \frac{b}{a}, \\ Y &= x + l. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где $\frac{a}{b}$ — отношение плеч рычагов;

l — величина среднего хода поршня, например

$$\frac{100 + 176}{2} = 138 \text{ мм.}$$

§ 26. ПРИМЕРЫ И УКАЗАНИЯ К ПОСТРОЕНИЮ РЫЧАЖНЫХ ПЕРЕДАЧ

Пример 1. Найти передаточное число рычажной передачи 20-тонного вагона, пользуясь данными, показанными на фиг. 74.

По формуле (6) имеем для автоматического тормоза:

$$n = m \frac{ac}{bd} \cdot \cos \alpha.$$

Берём из фиг. 74 размеры плеч рычагов, а $\cos \alpha$ находим из таблиц по тангенсу угла, равному $\frac{40}{675} = 0,0592$.

Именно:

$$\cos \alpha = 0,9982.$$

Подставляя эти цифры, получаем:

$$n = 4 \frac{390 \cdot 190}{160 \cdot 190} 0,9982 = 9,7.$$

Подставляя в формулы (7) и (8) соответственно цифровые значения букв из фиг. 74, имеем:

$$n_1 = 6,3 \cdot \frac{210}{9,5} \cdot \frac{390}{240} \cdot 4 \frac{305}{160} \cdot 0,9982 \approx 1720.$$

Для правильной установки горизонтальных рычагов находим расстояния X и Y :

$$X = \frac{bl}{2a}; Y = Xl.$$

Беря для l средний выход штока между крайними 90 и 172 мм:

$$l = \frac{176 + 100}{2} = 138 \text{ мм},$$

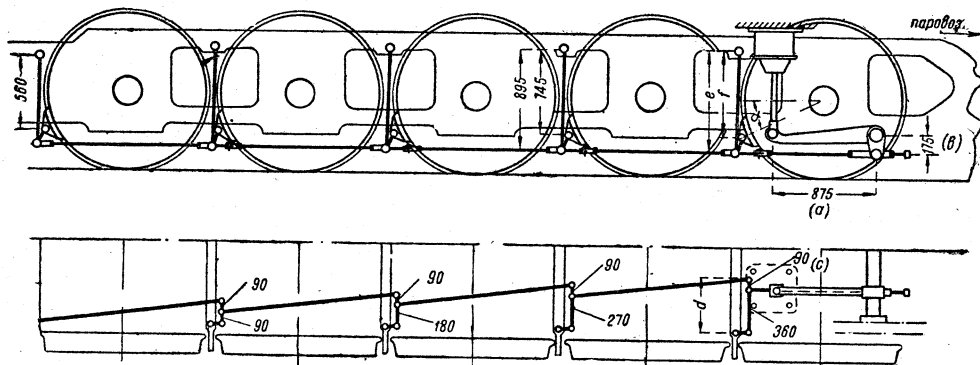
а величины b и a из фиг. 74, имеем

$$X = \frac{160}{2} \cdot \frac{138}{390} = 28 \text{ мм};$$

$$Y = 28 + 138 = 166 \text{ мм}.$$

Пример 2. Рассчитаем схему рычажной передачи паровоза серии ФД (фиг. 76). Подвески колодок в этой передаче по причине очень малых расстояний между колёсами имеют особую пространственную конструкцию (фиг. 77): короткая ветвь подвески приходится внизу против бандажа, т. е. в плоскости колеса, а длинная ветвь выходит за плоскости колёс и верхним концом подвешивается на пальце, укрепленном на раме. Передаточное число n рычажной передачи паровоза серии ФД будет согласно формуле (6)

$$n = m \frac{ac}{bd} \cos \alpha.$$



Фиг. 76. Схема рычажной передачи паровоза серии ФД

Значения букв возьмём из фиг. 76:

m — число пар колодок 5;

a — длина ведомого плеча главного рычага 875 мм;

b — длина ведущего плеча главного рычага 175 мм;

c — длина ведущего плеча горизонтального ближайшего рычага 90 мм;

d — длина ведомого плеча того же рычага 450 мм (90 + 360);

e — длина ведущего плеча подвески 895 мм;

f — длина ведомого плеча подвески 745 мм;

α — угол между радиусом, проходящим через середину колодки, и горизонтальным направлением действия силы на нижний конец подвески (фиг. 77) 27°.

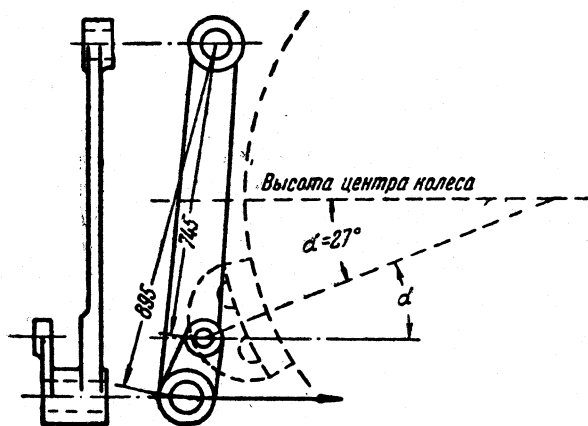
$$\cos \alpha = 0,991.$$

Подставляя в формулу эти цифры (для трёх рычагов), получаем

$$n = 5 \frac{875 \cdot 90 \cdot 895}{175 \cdot 450 \cdot 745} \cdot 0,891 \approx 5,4.$$

Примечание. Мы рассматривали в этом примере одну сторону рычагов и тормозных колодок. Очевидно, что передаточное число n относится ко всей рычажной передаче, так как вторая её половина работает параллельно с первой, имея свой тормозной цилиндр. Передаточные рычаги рассчитываются так, чтобы все колодки получили одинаковые нажатия.

Расчёт рычажной передачи на прочность. Расчёт на прочность частей передаточного механизма чрезвычайно прост и сводится к расчёту на разрыв, срез, изгиб, смятие и износ. Получаемые цифры надо округлять до стандартных и по возможности избегать многообразия размеров однотипных деталей, например валиков, тяг рычагов, помня, что несколько излишняя



Фиг. 77. Подвеска тормозной колодки паровоза серии ФД

величина размера валика полезна в отношении уменьшения удельного давления его в отверстии и уменьшения износа; формы и размеры рычагов можно унифицировать подбором соответственной схемы и распределения сил; можно также допустить некоторые избыточные напряжения в тягах для сохранения единого диаметра их, так как действия сил у рычажной передачи кратковременны и эластичны.

Усилия, действующие в том или ином элементе рычажной передачи, определяются по передаточному числу от штока тормозного цилиндра до данного

элемента в предположении отсутствия трения в шарнирах. Передаточное число рассчитывается по размерам плеч рычагов, расположенных между тормозным цилиндром и данным местом. В общем виде это будет отношение произведения размеров плеч ведущих и плеч ведомых тех рычагов, которые имеются между головкой штока поршня и данным местом. Помножая затем силу по штоку на это местное передаточное число, получаем искомое усилие.

Для определения силы по штоку необходимо принимать во внимание, что давление в тормозном цилиндре может иногда подыматься выше нормального, принимаемого обычно 3,5 ат. В тормозе Матросова, обладающем свойствами ограничения максимального давления в тормозном цилиндре, это отклонение может быть на $\pm 0,5$ ат, т. е. до 4,0 ат. В тормозе Вестингауза в соответствии с его принципом работы отклонение бывает до 1,0 ат. В тормозах товарных локомотивов при наличии прямодействующего вспомогательного тормоза давление в тормозном цилиндре может достигать 4,5 ат.

Пример 3. Рассчитать рычажную передачу двухрежимного тормоза четырёхосного вагона типа «Гондола» грузоподъемностью 60 т по следующим основным данным (фиг. 78).

1. Тара вагона 20 000 кг.
2. Тормозной цилиндр 14" ($d = 356$ мм) с воздухораспределителем М.
3. Нормальное давление воздуха в тормозном цилиндре: при груженом режиме 3,5 ат, при порожнем 1,8—1,9 ат.
4. Горизонтальные (главные) рычаги цилиндра взяты из конструктивных соображений длиной по 500 мм.
5. Кривой рычаг у винта ручного тормоза взят по конструктивным условиям с ведущим плечом, равным 250 мм.

что соответствует проценту нажатия от тары:

$$\delta = \frac{14\,500}{20\,000} \cdot 100 = 74\%.$$

Передаточное число при порожнем режиме:

$$n = \frac{14\,500 \cdot 3,5}{3\,480 \cdot 1,8} = 8,1.$$

Для расчёта на прочность надо взять силу по штоку поршня тормозного цилиндра при давлении воздуха 3,8 ат (тормоз Матросова):

$$P = \frac{\pi d^2}{4} p = \frac{3,14 \cdot 35,6^2}{4} \cdot 3,8 = 3\,780 \text{ кг.}$$

Усилие, действующее на тяги, соединяющие горизонтальные рычаги с рычагами тележки:

$$P_1 = 3\,780 \frac{195}{305} = 2\,416 \text{ кг.}$$

Усилие, действующее на триангель:

$$P_2 = 3\,780 \frac{195 \cdot 550}{305 \cdot 150} = 8\,859 \text{ кг.}$$

Усилие на затяжку горизонтальных рычагов:

$$P_3 = 3\,780 \frac{500}{305} = 6\,195 \text{ кг.}$$

Усилия в подвесках тормозных колодок P_4 при коэффициенте трения 0,5 (в момент остановки) при нажатии на одну колодку:

$$x = \frac{28\,000}{8} = 3\,500 \text{ кг,}$$

равно:

$$P_4 = 3\,500 \cdot 0,5 = 1\,750 \text{ кг.}$$

Усилие в распорках рычагов под триангелями:

$$P_5 = 3\,780 \frac{195 (550 - 150)}{305 \cdot 150} = 6\,443 \text{ кг.}$$

Изгибающие моменты горизонтальных и вертикальных рычагов:

$$M_1 = 3\,780 \cdot 19,5 = 73\,710 \text{ кгсм,}$$

$$M_2 = 3\,780 \cdot \frac{195}{305} (55,0 - 15,0) = 96\,640 \text{ кгсм.}$$

Ручное торможение

Усилие вдоль тяги от главного рычага к ручному тормозу с учётом к. п. д. 0,65:

$$P_6 = P_{\text{руч}} \cdot 6,3 \frac{rs}{ht} 0,65.$$

Усилие тормозильщика $P_{\text{руч}}$ принимаем 30 кг, радиус рукоятки и шаг винта берём стандартные: $r = 21,0$, $h = 0,95$ см; плечо s кривого рычага берём по конструктивным соображениям длиной 250 мм. Требуется определить длину плеча t этого рычага. Для этого рассуждаем так. При порожнем вагоне ручной тормоз должен обладать таким же тормозным усилием, как и воздушный тормоз. Поскольку тяга ручного тормоза действует в данной схеме на ту же точку горизонтального рычага, на какую действует и шток цилиндра, то усилие по этой тяге

должно равняться усилию по штоку при порожнем режиме при давлении воздуха 1,9 ат:

$$P_6 = \frac{\pi d^2}{4} 1,9 = \frac{3 \cdot 14 \cdot 35,6^2}{4} 1,9 = 1888 \text{ кг.}$$

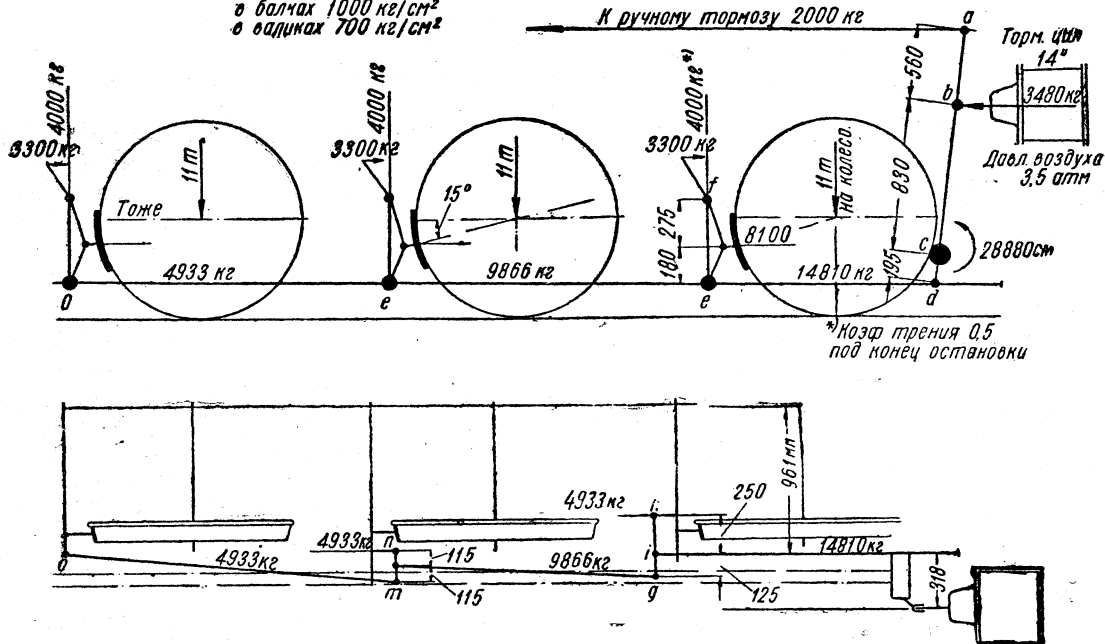
Ввиду этого предыдущую формулу приравняем усилию P_6 , заменив предварительно в ней символы известными данными:

$$P_6 = 30 \cdot 6,3 \cdot \frac{210}{9,5} \cdot \frac{250}{t} 0,65 = 1888 \text{ кг.}$$

Отсюда находим плечо кривого рычага:

$$t = \frac{30 \cdot 6,3 \cdot 210 \cdot 250 \cdot 0,65}{9,5 \cdot 1888} = 360 \text{ мм.}$$

Максимум допускаемых напряжений
в рычагах 1400 кг/см²
в тягах 1100 кг/см²
в балках 1000 кг/см²
в валиках 700 кг/см²



Фиг. 79. Схема рычажной передачи одной тележки электровоза

Для определения прочных размеров усилие по тяге ручного тормоза P_e необходимо рассчитывать без к. п. д:

$$P_6 = \frac{1888}{0,65} = 2900 \text{ кг.}$$

Подобным образом производится расчёт любой схемы рычажной передачи, например тележки электровоза (фиг. 79). На этой схеме главные усилия надписаны над соответственными частями передачи, исходя из расчёта усилия по штоку тормозного цилиндра при давлении воздуха 3,5 ат. Для расчёта на прочность их необходимо увеличить в 1,3 раза, так как при работе вспомогательным краном на электровозе товарного типа может случайно получиться, что давление в тормозном цилиндре будет когда-либо завышено до 4,5 ат.

О подвешивании тормозных колодок. При проектировании рычажной передачи и при проверке максимальных сил нажатия колодок необходимо учитывать возможные на практике отклонения от расчётных величин вследствие изменения угла наклона подвесок по мере износа колодок или же из-за неправильно выбранных углов и длин подвесок при проектировании.

На фиг. 80 представлена схема подвешивания тормозных колодок, где видно, что при наклоне подвески под углом β по отношению к перпендикуляру, проведённому к радиусу OA , тормозная сила трения вызывает со стороны правой подвески реакцию R , направленную вниз при вращении колеса в сторону, противоположную движению часовой стрелки, и вверх со стороны левой подвески. Величина каждой реакции, как это вполне понятно из схемы на чертеже, есть

$$\pm R = \frac{T}{\cos \beta},$$

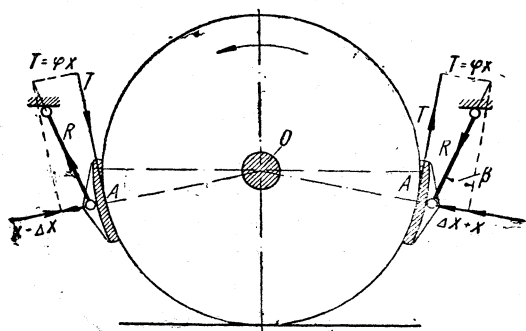
Спроектировав затем реакцию R на направление силы X , прижимающей колодку к бандажу по направлению к центру колеса, получаем добавочную силу нажатия,

$$\pm \Delta X = \frac{T}{\cos \beta} \sin \beta = T \operatorname{tg} \beta. \quad (9)$$

Знак плюс или минус зависит от направления движения колеса.

Это изменение силы нажатия колодок при коротких подвесках может достигать значительной величины и быть причиной заклинивания колёс в случае одностороннего торможения.

Чтобы подобные явления не имели места, необходимо соблюдать следующие правила при проектировании подвешивания колодок: тормозные колодки подвешивать таким образом, чтобы при нажатии колодки линия, проходящая через центры верхнего и нижнего шарниров подвески, образовала прямой угол с направлением радиуса колеса, проходящим через центр нижнего шарнира той же подвески (фиг. 81). Но так как тормозная колодка и бандаж колеса всё время изнашиваются и изменяют свою толщину, то, чтобы указанное правило относилось к средним условиям, необходимо его относить к тому случаю, когда колодка наполовину изношена и прижата к бандажу, который также наполовину изношен. Следовательно, согласно существующим размерам этих деталей и нормам износа необходимо для графического построения толщину колодки уменьшить на 25 мм и радиус нового бандажа уменьшить тоже на 25 мм.



Фиг. 80. Схема подвешивания тормозных колодок

Это условие требуется для нормальной работы колодки при вращении колеса в ту или другую сторону. Несоблюдение его приводит либо к заклиниванию предельно изношенной колодки на изношенном бандаже,

либо к оттягиванию новой колодки на новом бандаже в зависимости от направления движения колеса.

Длина подвесок должна быть достаточной, чтобы ослабить влияние наклона их на правильность нажатия колодок, и ввиду этого берётся равной приблизительно радиусу колеса (на тележках американского типа Даймонда длина подвесок 0,8 от радиуса колеса).

По поводу устройства подвесок нужно указать, что они должны по возможности допускать не только продольные, но и боковые качания колодок вместе с колёсной парой, которая перемещается в разбеге букс во время торможения. Поэтому двойная подвеска с шарнирным болтом сверху нерациональна. В американских конструкциях подвески имеют сверху бесшарнирное подвешивание в виде петли, дающей полную свободу боковым качаниям в требуемых пределах.

Подвешивание башмаков тормозных колодок производится таким образом, чтобы при отпущенном тормозе колодки стремились под действием собственного веса отходить от колёс. Для этого необходимо, чтобы центры тяжестей башмаков

с колодками были опущены ниже центра оси колёсной пары не менее как на 40 мм. Часто этот размер по конструктивным условиям бывает значительно больше, например, на тележках Даймонда или на локомотивах, что ещё более надёжно обеспечивает отход колодок от колёс при опущенном тормозе.

Одностороннее и двустороннее торможение. Рычажные передачи проектируются в зависимости от условий для одностороннего и двустороннего торможений. Первое, когда колодки подвешиваются с одной стороны колёс, второе, когда они подвешены с двух сторон колёс.

Последнее имеет преимущество по сравнению с первым в том, что нажатия колодок на бандажи колёс взаимно уравниваются. Так же при этом уравниваются и реакции подвесок на швеллер, не изменяя прогиба рессоры при торможении. Сила нажатия на каждую колодку при двустороннем торможении

меньше, следовательно, и нагрев колодок меньше, а износ их не будет требовать столь частой смены, как при одностороннем подвешивании. Кроме того, при меньших удельных давлениях колодок на бандажи коэффициенты трения больше. Тем не менее иногда приходится поневоле пользоваться односторонним торможением во избежание больших усложнений конструкции тележек или ходовых частей товарных вагонов и локомотивов, а также во избежание увеличения веса и габарита их. Особенно неблагоприятно действует одностороннее торможение

на ободы чугунных колёс, так как от сильных сосредоточенных нажатий во время трения тормозных колодок развиваются высокие температуры, вызывающие кратковременные поверхностные деформации, которые не выдерживает чугун. Это можно сравнить с явлениями, происходящими во время сварки: стальные предметы выдерживают сварку, а чугунные не выдерживают и дают трещины.

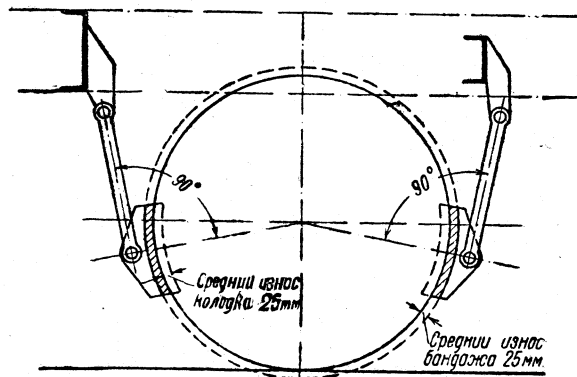
Двустороннее торможение, как правило, должно применяться: а) на всех пассажирских вагонах, б) на скоростных локомотивах, в) на подвижном составе горных железных дорог.

К. п. д. рычажной передачи. Чтобы определить силу нажатия всех тормозных колодок на бандажи колёс, надо силу источника P [умножить на передаточное число n и на к. п. д. рычажной передачи η].

Этот коэффициент берётся для рычажной передачи воздушного тормоза (включая действие оттормаживающей пружины) довольно высоким — 0,9, а в США — 1,0. Объясняется это тем, что во время торможения на ходу поезда трущиеся тормозные колодки дрожат и передают свои мелкие колебания тягам и рычагам, находящимся в напряжённом состоянии; ввиду этого во всех шарнирах и в сочленениях, где только имеет место скольжение одной детали по другой при дрожании и колебательных движениях, трение перестаёт оказывать сопротивление. Это явление разобрано подробно в теории трения в § 19 п. 6.

Если принять к. п. д. тормозной передачи в условиях движения поезда за единицу, то всё же надо учесть потери от противодействия оттормаживающей пружины в тормозном цилиндре.

Чтобы определить эту потерю, возьмём для примера 12" тормозной цилиндр. Сила пружины его (при среднем ходе поршня) равна 160 кг. Площадь поршня 729 см². Сила поршня при давлении воздуха 3,5 ат (гружёный режим) составляет 2550 кг, а при давлении 1,9 ат (порожний режим) 1380 кг. Тогда к. п. д. силы тормозного цилиндра будет для гружёного режима



Фиг. 81. Соблюдение условий подвешивания тормозных колодок

$$\eta_1 = \frac{2\,550 - 160}{2\,550} \approx 0,94$$

и для порожнего режима

$$\eta_2 = \frac{1\,380 - 160}{1\,380} \approx 0,88.$$

Для 14" тормозного цилиндра к. п. д. получится несколько больше. В справочниках и инструкциях средняя цифра его указывается (для обоих режимов) — 0,90. Что же касается к. п. д. рычажной передачи ручного тормоза, в котором имеется тормозной винт, то, учитывая к. п. д. его 0,6 ввиду неблагоприятных условий работы (пыль, недостаточная смазка) и включая сопротивления подпятника, получим общий к. п. д. всей рычажной передачи при ручном торможении, равном для гружёного режима

$$\eta_{руч} = 0,94 \cdot 0,60 \approx 0,56;$$

для порожнего режима:

$$\eta_{руч} = 0,88 \cdot 0,60 \approx 0,52.$$

§ 27. ТОРМОЗНЫЕ КОЛОДКИ

В главе второй подробно рассмотрены коэффициенты трения тормозных колодок, а также рассмотрен износ колодок и даны краткие указания относительно рациональных форм колодок. При проектировании рычажных передач все эти данные необходимо принять во внимание.

В настоящем параграфе указанные выше данные дополняются иллюстрациями образцов лучших типов колодок с объяснением их конструкций и преимуществ.

Основной рабочий эффект торможения, в сущности, выполняется тормозной колодкой. Все остальные обстоятельства и детали тормоза призваны как бы на службу тормозной колодке. Из этого следует, что тормозной колодке надо уделять больше внимания, чем обычно это делается, ибо от неё зависит в значительной степени качество торможения поезда.

Эффективность тормоза оценивается прежде всего длиной тормозного пути при полном или экстренном торможении. Поясним, каким образом длина тормозного пути может зависеть от тормозной колодки.

На первый взгляд может показаться, что какую бы тормозную колодку ни применить, всегда можно дать ей такую силу нажатия, при которой получится любая сила торможения, вплоть до заклинивания колёс. С этой точки зрения сила торможения, а следовательно, и длина тормозного пути зависят не от качества и конструкции колодки, а от силы нажатия на неё, которая в свою очередь зависит от давления воздуха в тормозном цилиндре и от передаточного числа рычажной передачи.

Но если рассмотрим этот вопрос с другой точки зрения, именно, что максимальная сила нажатия колодок является для данного типа единицы подвижного состава при нормальных условиях величиной стандартной, выбранной на основании предположения применения тормозных колодок определённого типа как по форме, так и по структуре, то окажется, что длина тормозного пути уже будет зависеть в значительной степени от того, насколько в эксплуатации это условие будет выполняться. Например, если нагрузка на ось порожнего товарного вагона равна 5 т, а коэффициент нажатия был выбран 0,7, то допускаемая максимальная сила нажатия на колодки этой оси должна быть $5 \cdot 0,7 = 3,5$ т. Если затем во время смены колодок и вообще во время эксплуатации будут поставлены такие тормозные колодки, коэффициент трения которых на 25—30% меньше предполагавшегося, то тормозная сила будет меньше, следовательно, тормозной путь будет соответственно большим.

Такие случаи вполне возможны. Достаточно поставить тормозные колодки из рыхлого, крошащегося засоренного чугуна, у которого кристаллические зёрна

слабо связаны и при трении не стираются, а выпадают, как коэффициент трения такой колодки будет малым. И действительно, на разрушение такой колодки требуется малая затрата работы, кроме того, обильное количество выделяющихся между трущимися поверхностями опилок и натира действует как сухая смазка, и скольжение колодки по бандажу от этого облегчается.

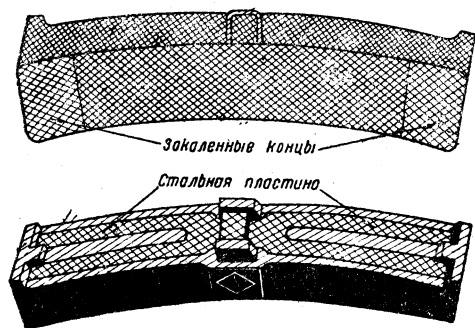
Точно так же слишком большое содержание в чугуна свободного, пачкающего графита является смазкой, понижающей коэффициент трения.

Совершенствовать тормозные колодки необходимо ещё с экономической стороны. Быстрый износ их не только ведёт к перерасходу металла, но перегружает производство по заготовке запасных колодок и смене их на подвижном составе. Ввиду этого необходимо изготавливать такие тормозные колодки, которые изнашиваются медленно и в то же время имеют хороший коэффициент трения.

Эти основные соображения по поводу выгоды тормозных колодок с высоким коэффициентом трения, мало зависящим от скорости, и с хорошим сопротивлением изнашиванию были причиной появления ряда новых конструкций, давших весьма положительные результаты.

После продолжительных испытаний в Америке появились два основных стандартных типа колодок.

Первый тип колодки — из чистого чугуна с закалёнными концами (фиг. 82);



Фиг. 82. Американская чугунная тормозная колодка с закалёнными концами и стальной пластиной на тыловой части



Фиг. 83. Американская чугунная тормозная колодка с включением стальной решётки

твёрдость её по Бринелю в средней части равна 230 единицам, а на концах — 460—470 единицам. Эти твёрдости относятся к новым колодкам; после некоторой работы и нагрева во время торможения она несколько уменьшается, например, на 20—30 единиц.

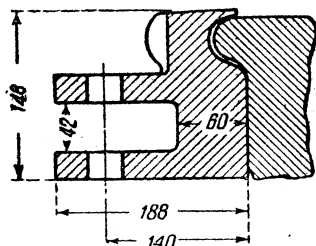
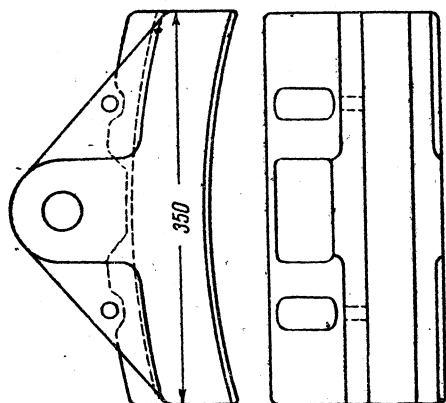
Закалка концов колодки играет ту роль, что она предотвращает более сильный износ на этих концах, чем в середине, вследствие выворачивающего колодку момента, а также и ввиду того, что остывшая после торможения колодка деформируется и, вновь накладываясь на бандаж, даёт в середине зазор, проходящий по мере нагрева колодки; при мягких концах, пока колодка нагревается, она успевает пришлифоваться к бандажу, и тогда при законченном нагреве, получая обратную деформацию, колодка даёт уже зазоры на концах. По этой причине колодка большей частью работает не полной поверхностью, что ведёт к более быстрому износу и уменьшению коэффициента трения, а также к неравномерному нагреву всего тела колодки. Закалённые концы колодки наполовину уменьшают описанные явления неравномерного поочерёдного стирания то концов, то середины, и поэтому колодка работает дольше.

Ввиду сравнительно большой твёрдости эти колодки хрупки и ломаются после некоторого износа. Во избежание разрушения на спинке их имеется залитая стальная пластина со скошенными краями наподобие ласточкина хвоста для более прочной связи её с телом колодки во время отливки. В таком виде колодка может работать до полного износа, а если и лопнет в одном или нескольких местах, то это не мешает дальнейшей её службе и правильному прилеганию к поверхности бандажа. Наоборот, ввиду отсутствия температурной деформации она работает лучше.

Второй тип колодки — это так называемая колодка типа Даймонда в переводе «Ромб» (фиг. 83). В тело этой колодки при отливке её введена стальная решётка

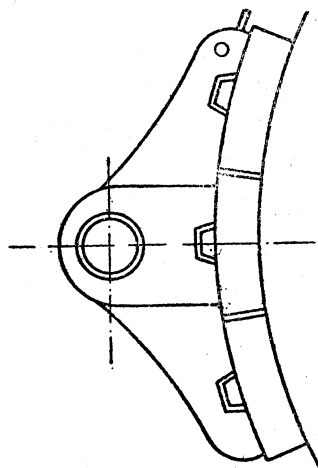
чатая пластина из мягкой стали. Такой стальной скелет колодки значительно улучшает фрикционные качества её, коэффициент трения у неё при изменениях скорости более постоянен, износ — медленный. Концы этой колодки также закалены, а спинка укреплена стальной пластиной. Этот тип колодки является приближением к той идеальной комбинации разных материалов, фрикционные свойства которых в сумме дают желаемый устойчивый коэффициент трения с поглощением большой работы на единицу износа её ввиду хорошего отвода тепла трения.

К особым типам тормозных колодок относятся ещё такие, которые имеют очертания в поперечном сечении, соответствующие профилю бандажа (фиг. 84).



Фиг. 84. Фасонная колодка с обхватом реборды колеса

Такая колодка скользит по поверхности катания бандажа, а после некоторой сработки — и по гребню его, так как в такой колодке делается предварительный зазор между гребнем и фасонной частью её, чтобы обеспечить с самого начала



Фиг. 85. Разрезная тормозная колодка

соприкасание по поверхности катания, необходимое для хорошего торможения. Концы колодки тоже закаляются, а в средней части её в области обхвата бандажа и гребня заливаются куски крепкого металла, например, отбелённого чугуна.

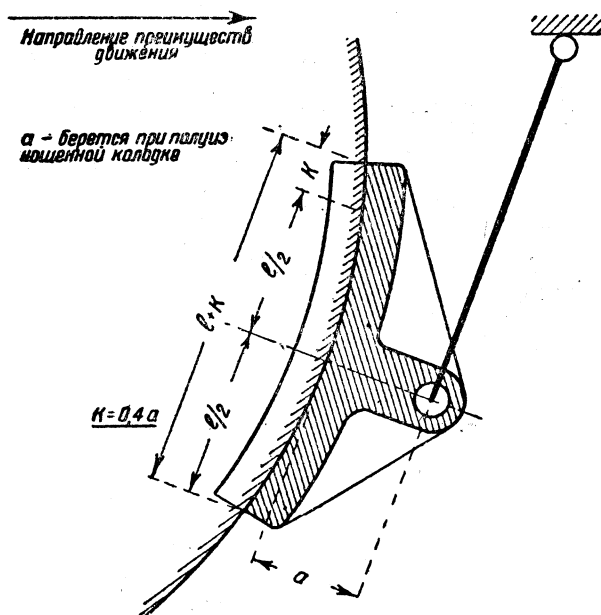
Такая фасонная колодка с твёрдыми кусками на её поверхности способна в некоторой степени обтачивать бандаж, при этом средняя часть поверхности катания бандажа, на которой образуется прокат от пробега колеса по рельсам, не трётся или очень мало трётся о колодку, и таким образом больше срабатывается выступающая над прокатом поверхность бандажа, а потому в некоторой степени колодка выравнивает профиль бандажа, поддерживая его всё время близким к нормальному. Благодаря этому обточку скатов можно делать реже и исключается появление острого гребня, в связи с чем число подъёмов паровоза в депо от этого уменьшается.

Благоприятным условием для работы тормозной колодки считается увеличение площади трущейся поверхности, что может быть выполнено за счёт удлинения дуги обхвата. Чем больше рабочая площадь, тем меньше удельное давление, следовательно, выигрывается коэффициент трения при меньшем износе. Однако чрезмерное удлинение тормозной колодки не даёт ожидаемых улучшений качества её работы ввиду постоянных короблений по мере нагревания и остывания, поэтому она при переменных температурных режимах постоянно деформи-

руется и не даёт полного прилегания к бандажу и, как следствие, не улучшает, а ухудшает работу трения. Для избежания этого иногда применяют «разрезные» колодки, т. е. в одном длинном башмаке помещают две или три малые колодки (фиг. 85). Такие колодки оказались эффективнее, например, тормозные пути при них короче на 10—15%, чем при неразрезных колодках.

При трении о колесо колодка испытывает выворачивающее усилие, в результате которого один конец её прижимается сильнее другого.

Вследствие этого получается неравномерный износ. Но он в конце концов компенсируется при перемене направления движения. И только у тех локомотивов, которые имеют преимущественное движение в одну сторону, колодки изнашиваются неравномерно, ввиду чего срок службы их укорачивается.



Фиг. 86. Асимметричная колодка для локомотивов с преимущественным направлением движения

Для получения в таких условиях равномерного износа колодок применяется несимметричная форма их, как показано на фиг. 86.

При хорошо налаженном колодочном хозяйстве изготовление колодок должно быть централизовано и строго специализировано. Для приёмки продукции на заводе устанавливаются специальные машины трения с целью проверки фрикционных свойств колодок и сопротивляемости изнашиванию согласно техническим условиям.

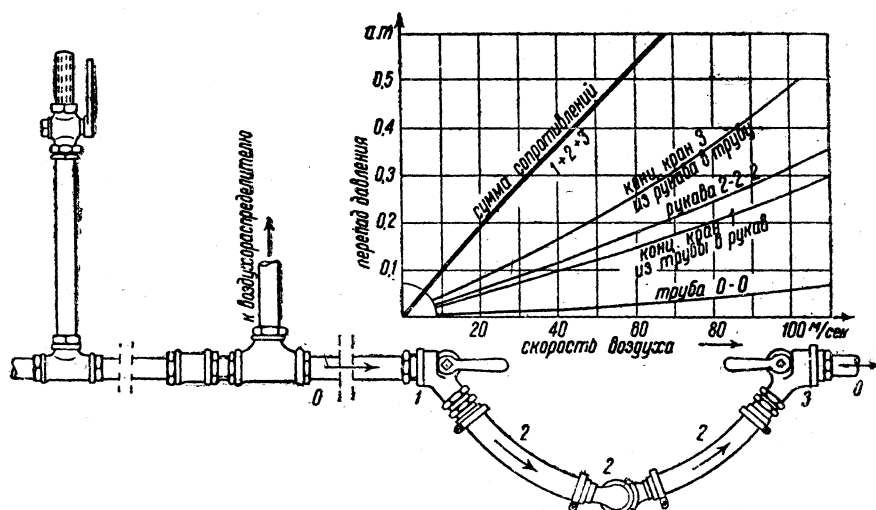
ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ТЕОРИЯ ВОЗДУШНОЙ ТОРМОЗНОЙ МАГИСТРАЛИ

§ 28. ТОРМОЗНАЯ МАГИСТРАЛЬ И ЕЁ ХАРАКТЕРИСТИКА

Тормозной трубопровод, начинающийся у крана машиниста и заканчивающийся в конце поезда, принято называть тормозной магистралью.

Назначение её двоякое: с одной стороны, тормозная магистраль служит пневматическим проводником для управления всеми тормозами из одного места; с другой, — она выполняет роль воздушного трубопровода, по которому производятся питание и зарядка сжатым воздухом всей тормозной системы, а также пополнение расхода воздуха вследствие утечек.



Фиг. 87. Элементы магистрали и их сопротивления по опытам доц. Карминского

Характерной особенностью тормозной магистрали, как трубопровода, является многочисленность гибких соединений, кранов и отводов. Нормально магистраль каждой тормозной единицы имеет на концах (фиг. 87) два гибких рукава, снабжённых головками, два концевых крана, отводы к воздухораспределителю и отводы к кранам остановки, если они имеются. Все эти детали создают сопротивление движению воздуха, ухудшая работу тормоза.

Нас не столько интересует магистраль как трубопровод, питающий тормозную систему воздухом, сколько как провод для пневматической связи всех тормозных приборов поезда с центральным прибором управления — краном машиниста. Единственным способом этого управления является изменение давления воздуха в магистрали на определённую величину таким темпом, чтобы возбудить к действию и заставить работать воздухораспределители, находящиеся у каждого тормозного цилиндра.

Общий и основной принцип работы всех типов тормозных воздухораспределителей и тройных клапанов заключается в том, что они подчиняются изменениям магистрального давления, следуя одному и тому же закону: при снижении давления они производят торможение, при повышении давления дают отпуск. Эти функции выполняются принципиально одним способом: определённой величины темп изменения давления воздуха воздействует на рабочие площади поршней или диафрагм, помещённые в приборах, ввиду чего эти поршни или диафрагмы перемещаются, увлекая или толкая золотники или клапаны. Эти части собственно и выполняют функции распределения и направления сжатого воздуха в соответственные места. Без изменения давления с какой-либо из сторон рабочей площади тормозной прибор не может выйти из равновесного состояния и бездействует.

При распределительных функциях приборов состояние воздуха в них и в магистрали всё время меняется. Спрашивается, по какому термодинамическому закону следует рассматривать эти процессы. Ясно, что там, где происходят медленные процессы течения или изменения давления воздуха, надо предполагать закон изотермический. Одновременно возникает вопрос, каким образом учитывать утечки воздуха, которые являются неизбежными и в известной степени допустимыми в системе воздушного тормоза. Условимся не учитывать их, ибо мы производим исследование кратковременных процессов торможения, тогда как значение утечек на практике является существенным лишь при длительном торможении; что же касается производства операций полного или экстренного торможения, то, если только размер утечек не выходит за пределы, установленные техническими нормами, утечки не вносят существенных изменений в работу тормозов.

При помощи воздухораспределительных приборов в тормозных цилиндрах устанавливаются определённые давления во время торможения. Однако эти давления не производят такой работы, как, например, давления пара или газа в двигателях, а лишь создают определённый статический нажим на поршни и рычаги; поэтому расход воздуха при торможении не зависит ни от скорости поезда, ни от длины тормозного пути, но зависит лишь от числа тормозов и от числа отдельных торможений и отпусков, причём каждый раз воздух расходуется на магистрали для снижения давления в ней в начале торможения, а затем через эту магистраль возобновляется зарядка тормозов после торможения.

Рассмотрим подробнее режим работы магистрали.

При повороте ручки крана машиниста в тормозное положение магистраль сообщается через этот кран с атмосферой, и в ней с определённой скоростью происходит процесс последовательного движения волны падения давления воздуха по направлению от крана машиниста к концу магистрали. Этот процесс называется воздушной волной, а скорость его распространения в магистрали — скоростью воздушной волны. Эта скорость равна частному от деления длины магистрали на число секунд от момента поворота ручки крана машиниста до момента начала падения давления в конце магистрали.

Вслед за воздушной волной сейчас же начинается общее падение давления в магистрали вследствие течения воздуха к открытому отверстию крана машиниста. Известно, что каждый отдельный тормоз начинает работать лишь тогда, когда воздушная волна не только достигает его, но и создаёт некоторый достаточный темп падения давления, необходимый для того, чтобы вызвать действие воздухораспределителя.

Темпом падения давления в данной точке магистрали называется величина этого падения в единицу времени — $at/сек$ или $at/мин$.

Темпы падения давления, достигнув определённой величины, вызывают действие воздухораспределителей, а эти последние — действие тормозов. Последо-

вательное распространение действия тормозов вдоль поезда называется **тормозной волной**.

Из этого следует, что за воздушной волной идёт тормозная волна, очевидно, с меньшей скоростью, чем скорость воздушной волны.

Скорость тормозной волны равна длине магистрали, делённой на время, протекающее с момента поворота ручки крана машиниста до момента начала действия тормоза, находящегося в конце магистрали. Началом действия тормоза является первое появление воздуха в тормозном цилиндре, что обнаруживается по манометру или по моменту начала выхода штока поршня тормозного цилиндра.

Ввиду большой длины магистрального трубопровода характер падения давления воздуха в точках, отстоящих на разных расстояниях от крана машиниста, неодинаков: это падение тем медленнее, чем дальше отстоит рассматриваемое место, что в свою очередь влияет на запаздывание работы тормоза.

Опыты, предпринятые Гильденбрандтом в Германии и опубликованные им в книге «Die Entwicklung der selbsttätigen Druckluft-bremse» (1927 г.) с целью изучения пневматики магистрали, показывают, что темпы падения давления в разных точках магистрали зависят от высоты зарядного давления, величины диаметра трубы, длины магистрали, способа снижения давления в ней и от вредных объёмов, образуемых приключёнными ветвями к ней.

Эти же опыты показали, что, с другой стороны, воздушная волна распространяется с постоянной скоростью независимо от способа разрядки магистрали и от высоты первоначального давления воздуха в ней. Наконец, эти опыты хорошо отражают картину распространения по трубопроводу темпов падения давления и т. д.

Ввиду важного значения всех указанных явлений для тормозной практики мы приводим ниже описание и подробные результаты названных опытов.

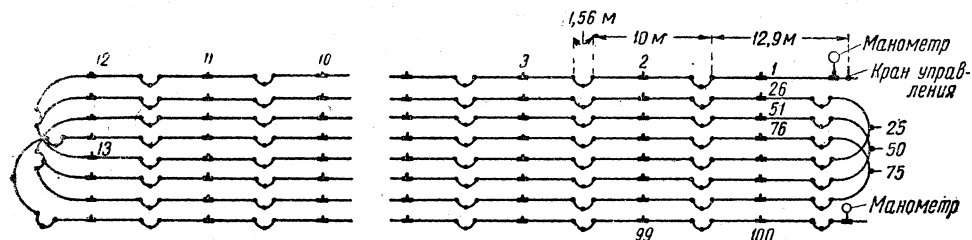
Весь магистральный трубопровод, имеющий длину около 1 160 м, был проведён таким образом, что с места управления краном можно было наблюдать за работой прибора не только первого вагона, но также 25, 50, 75 и 100-го.

Здесь под словом «вагон» подразумевается участок опытной магистрали, (заканчивающийся гибкими рукавами), длина которого соответствует одному двухосному вагону.

Для сообщения магистрали с атмосферой, т. е. для разрядки её, употреблялся простой двухходовой кран, живое сечение которого равнялось живому сечению трубы. Но если нужно было выпустить воздух через малые отверстия, то в выходной отросток крана ввёртывалась специальная шайба с соответствующим отверстием. Ручка крана была снабжена электрическими контактами, которые замыкали ток для приведения в действие электромагнитных перьев на измерительных приборах, присоединённых к магистрали; эти перья отмечали на лентах марки в моменты открытия крана. На тех же лентах контактные часы отбивали секунды, а индикаторы, соединённые с магистралью, одновременно записывали кривые изменения давлений в ней. Таким образом получались диаграммы работы магистрали в разных точках. Затем при обработке этих диаграмм все кривые можно было привести к одной начальной ординате времени. Пуск ленты в ход в аппаратах происходил путём электрической передачи в момент открытия крана, т. е. при повороте его ручки.

Схема магистрали, на которой производились опыты, представлена на фиг. 88. Она изображает искусственную магистраль поезда, состоящего как бы из одного локомотива и 100 двухосных вагонов, включая сюда и тендер. Магистраль от места машиниста до первого вагона, т. е. магистраль одного тендера, имеет длину 12,9 м. Магистраль каждого вагона состоит из железной трубы диаметром 25,4 мм, длиной 10 м и из междувагонных гибких рукавов на обоих концах. Длина рукавов, включая оба концевых крана, равна 1,56 м. Загибы труб по схеме сделаны такого радиуса, что сопротивлениями движения воздуха в них практически можно пренебречь. Длина всей магистрали по точному измерению равна 1 152,34 м.

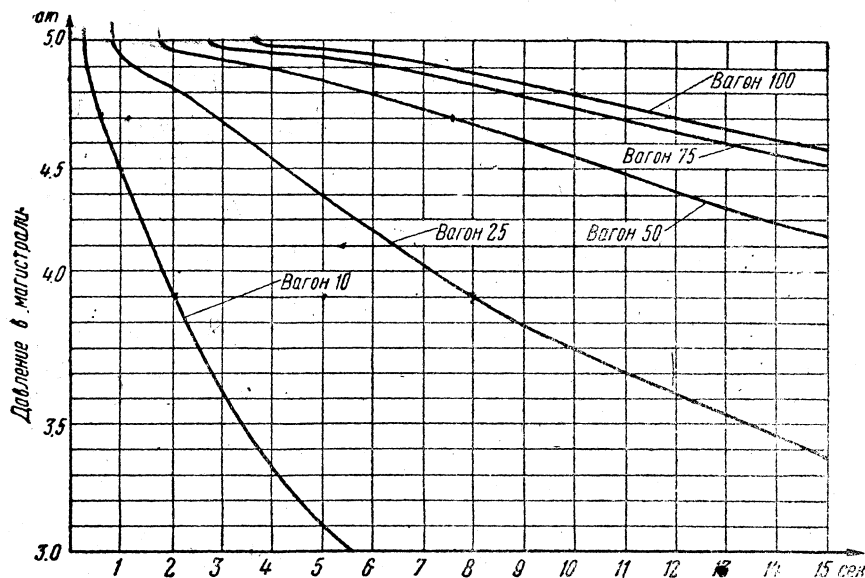
Результаты снятых диаграмм изображены на фиг. 89—94. Они представляют кривые давлений в функции времени, заснятые на 10, 25, 50, 75 и 100-м вагонах магистрали. Начальное зарядное давление показано на диаграммах. Кран во время опытов открывался сразу полностью, поэтому падение давления в магистрали соответствует экстремному торможению за исключением одного опыта разрядки через малое отверстие.



Фиг. 88. Лабораторная тормозная магистраль для изучения её работы

Прежде всего надо обратить внимание, что распространение начальной фазы падения давления, т. е. распространение воздушной волны, проходит с постоянной скоростью через весь поезд. Так как эта волна проходит всю магистраль длиной 1 152,34 м в 3,52 сек., то скорость её равна 327 м/сек. Эта цифра очень близка к той, которая получилась ниже по формулам, выведенным на основании теоретического анализа.

Рассматривая диаграммы, мы видим, что скорость воздушной волны остаётся постоянной также и при различных способах снижения да-



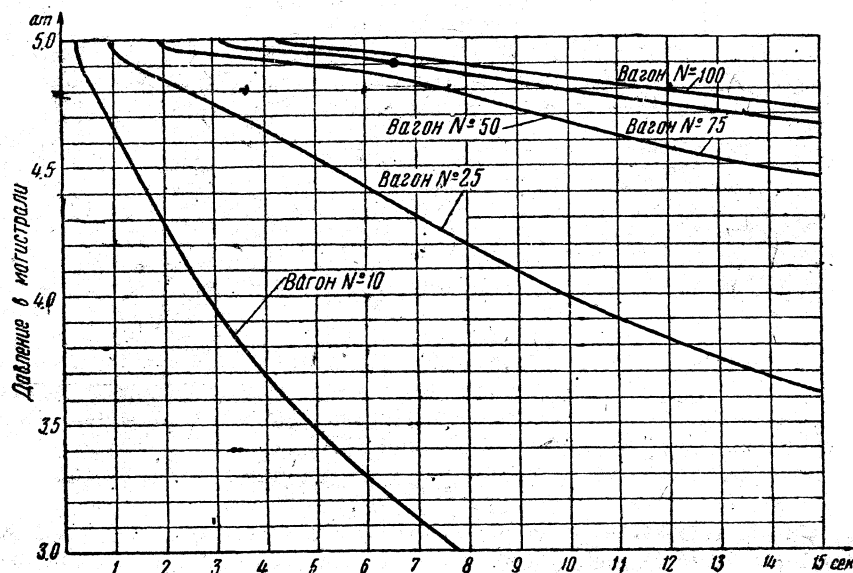
Фиг. 89. Разрядка магистрали через полностью открытый кран. Длина магистрали 1 060 м. Начальное давление 5 ат

лений как через широкое, так и узкое отверстие (фиг. 89 и 91), а также при различной длине магистрали, что видно из фиг. 92, на которой изображены диаграммы для длины магистрали в 75, 50 и 25 вагонов. Из них видно, что при любой общей длине поезда волна доходит до 10, 25, 50 и 70-го вагонов с одинаковой скоростью.

Но темпы падения давления в разных местах поезда очень различны. До 10-го вагона давление падает быстро, а к концу поезда замедляется и становится всё более однородным, например у 100-го вагона имеется тот же

темп, что и у 75-го вагона, ввиду чего линии на диаграмме для этих вагонов почти параллельны и разница в давлениях сравнительно незначительная.

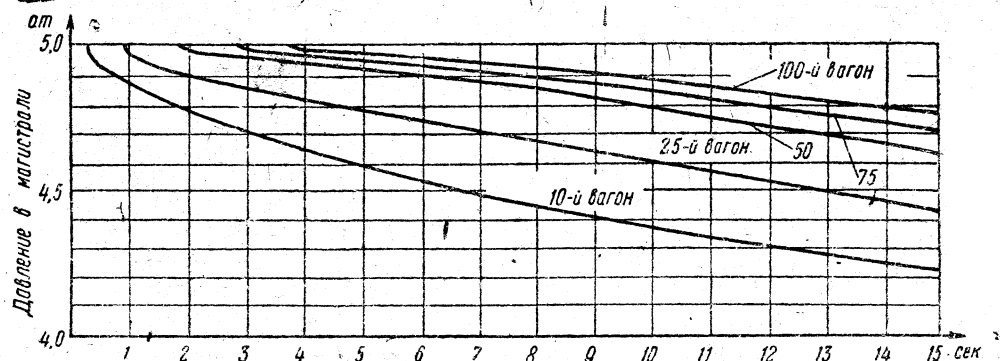
Большой интерес представляет собой картина распределения темпов падения давления в магистрали, так как от этого зависят тормозная волна и характер работы тормоза, что видно на диаграмме фиг. 94, на которую перенесены данные из диаграммы фиг. 89 распределения давления в магистрали в различные моменты



Фиг. 90. Разрядка той же магистрали, объем её увеличен путём присоединения к ней отрезков длиной по 2 м под каждым вагоном

времени. Эта диаграмма показывает темпы падения давления, которые образуются в магистрали в конце 1, 2, 3, 4 и 10 сек., а также предположительно (показано пунктиром) в конце 0,25 и 0,5 сек..

При открытии крана давление в самом начале магистрали начинает падать немедленно до критической величины, соответствующей истечению воздуха из отверстия. Начальные моменты падений давлений распространяются по маги-



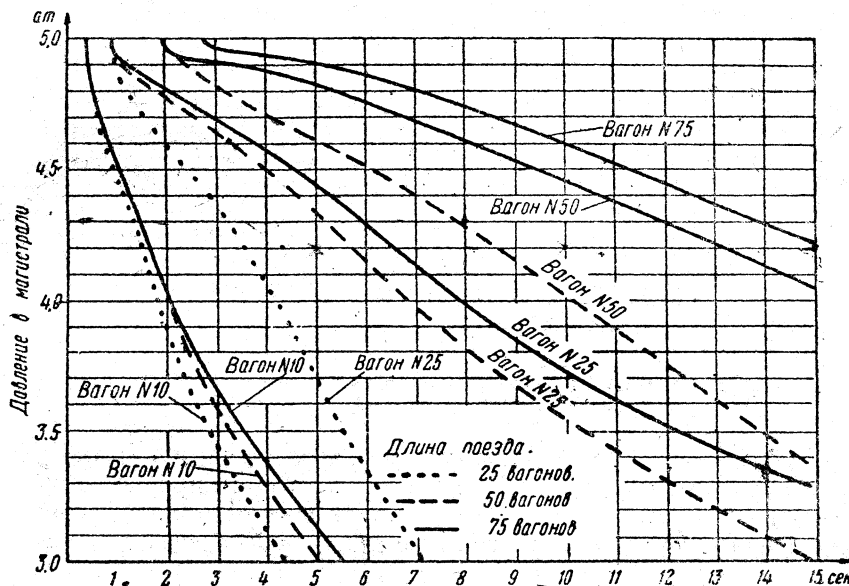
Фиг. 91. Разрядка той же магистрали (фиг. 89), но через отверстия диаметром 5 мм при зарядном давлении 5 ат

страли с постоянной скоростью до конца магистрали — это есть воздушная волна. Темпы же падений становятся тем медленнее, чем дальше от начала магистрали рассматриваемое поперечное сечение. Через 0,25 сек. от момента начала разрядки волна достигла 8-го вагона. На этом участке кривая давления круто падает. По истечении 1 сек. волна достигла 32-го вагона; от этого вагона до начала магистрали кривые падают тоже круто.

Совершенно иная картина появляется по истечении 4 сек., когда волна уже достигла конца магистрали. Так как в конце магистрали отсутствует приток воздуха, то имеющийся там воздух не стремится так интенсивно двигаться к переднему концу, как в передней части магистрали, где он имеет достаточно большую скорость.

Вследствие этого давление в задней части магистрали изменяется почти равномерно по длине её, тогда как в передней части, начиная с 25-го вагона, это давление изменяется очень быстро и тем быстрее, чем ближе к переднему концу магистрали. В общем, вся картина течения линий на диаграмме напоминает водослив с подпором, переходящим на большом расстоянии в линию общего равномерного падения.

Влияние диаметра выпускного отверстия в кране машиниста на величину темпов падения давления в магистрали видно на фиг. 91. При отверстии



Фиг. 92. Разрядка магистрали через полностью открытый кран при различных длинах магистрали

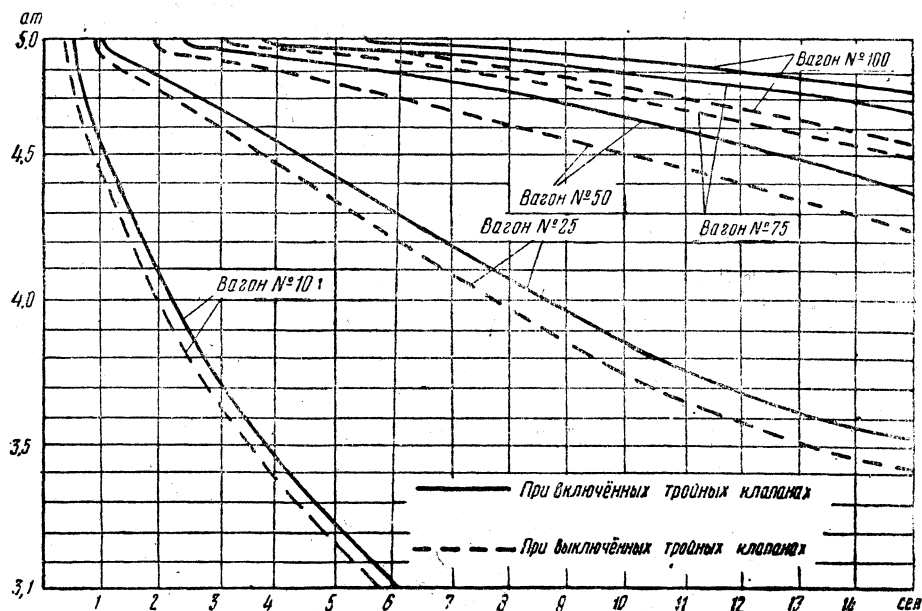
диаметром в 5 мм темпы падения давления, особенно в начале магистрали, сильно уменьшаются.

Наконец, рассматривая фиг. 92, замечаем, что темпы падения давления в магистрали тем медленнее для одних и тех же расстояний от крана машиниста, чем длиннее поезд.

Скорость воздушной волны, а в особенности темпы падения давлений воздуха, значительно замедляется от наличия «вредных объёмов в магистрали», т. е. тех побочных объёмов, которые образуются в отростках к воздухораспределителям, стоп-кранам, а также в разветвлениях магистрали на концах вагонов (когда предусмотрены двойные междувагонные рукава по одному с каждой боковой стороны для возможности соединения их после поворачивания вагонов, как это сделано в вагонах метрополитена).

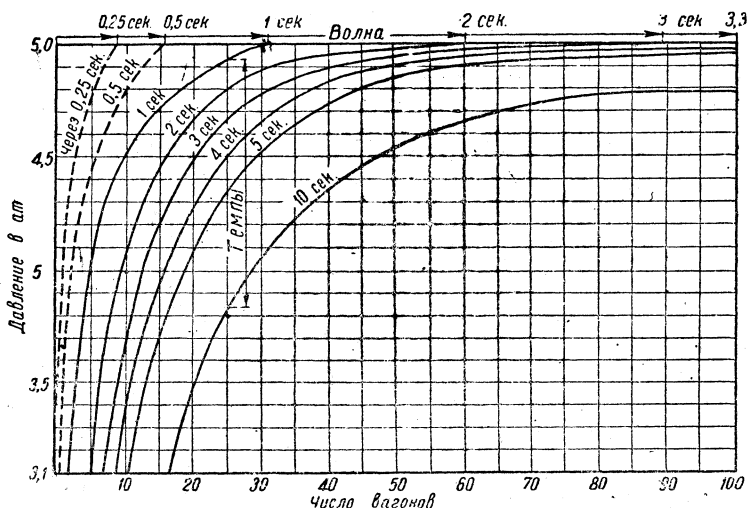
На фиг. 90 показана диаграмма распространения воздушной волны в магистрали, когда к ней на каждом вагоне в точках 1, 2, 3, ..., 100 (фиг. 88) присоединены отростки труб длиной по 2 м того же диаметра и закрытые на концах. Воздушная волна достигает в этом случае последнего вагона через 4,2 сек., тогда как при чистой магистрали без отростков (фиг. 89) волна доходит до последнего вагона в 3,6 сек., а падение давления в хвосте — на 0,2 ат получается через 11,2 сек. (фиг. 90), тогда как при чистой магистрали это падение получается через 9,8 сек. (фиг. 89).

Ввиду этого рекомендуется избегать лишних ответвлений, а те, которые безусловно необходимы, делать по возможности короче. Довольно большое влияние на замедление волны и уменьшение темпов падения давления оказывает воздух, поступающий из воздухораспределителей (или из тройных клапанов)



Фиг. 93. Разрядка магистрали при включённых тройных клапанах с ускорителями на всех вагонах

в начале работы при движении распределительных поршней в сторону магистрали; этими движениями в магистраль со стороны каждого прибора вталкивается некоторый объём воздуха, а в массе при наличии большого числа приборов это даёт весьма большое количество сжатого воздуха, поступающего в магистраль.

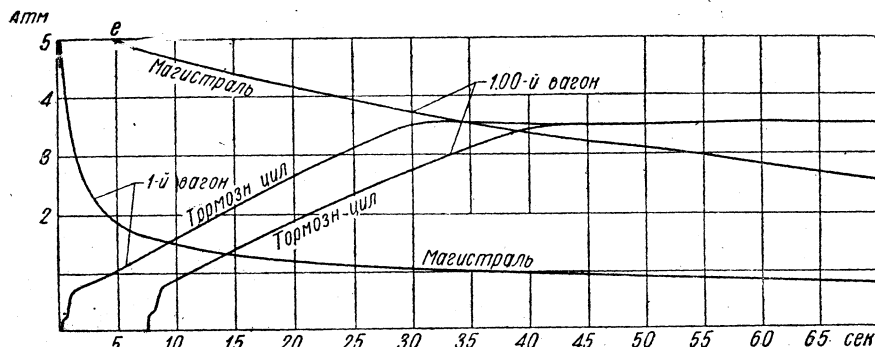


Фиг. 94. Темпы падения давления в разных местах поезда в функции времени, указанного на кривых

К этому присоединяется ещё некоторое количество воздуха, проникающего в магистраль перед началом движения распределительного поршня из запасного резервуара или из дополнительной или золотниковой камеры (в тормозе Матро-

сова) через питательные канавки, как только давление в магистрали начинает понижаться.

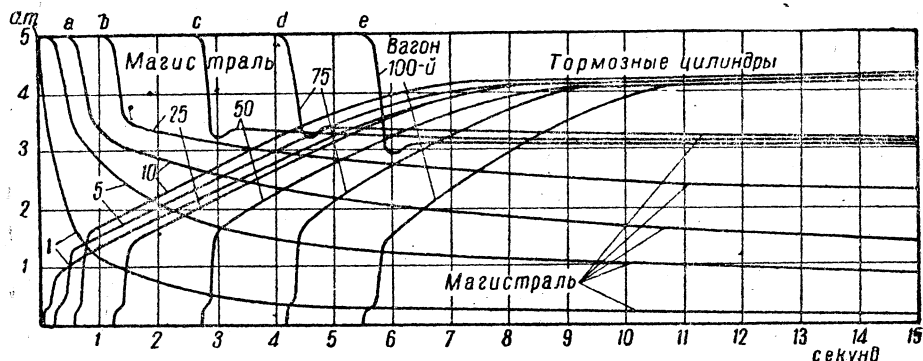
Влияние этих двух вредных притоков воздуха в магистрали на понижение давления в ней видно из диаграммы на фиг. 93. Рядом с этими кривыми проведены для сравнения пунктирные кривые, полученные при выключенных тройных клапанах. Время распространения воздушной волны, как это видно на диаграмме, равно 5,3 сек., тогда как при выключенных приборах оно равно 4 сек., при этом темп падения давления в последнем вагоне настолько мал,



Фиг. 95. Тормозная волна (расхождение во времени начала действия первого и последнего тормозов) при выключенных ускорителях

что даже трудно точно установить начальную точку падения. При таких слабых темпах тормозные приборы последних вагонов могут не прийти в действие, ввиду чего всегда предусматривается в устройстве воздухораспределителей товарного типа служебная дополнительная разрядка магистрали.

Тормозная волна имеет скорость, значительно меньшую, чем воздушная. Это видно из фиг. 95, на которой дана диаграмма совместной работы магистрали и тормозного цилиндра товарного тормоза. Рассматривая диаграмму, замечаем, что воздушная волна достигла конца поезда в 5 сек., а тормозная волна — в 7,5 сек.



Фиг. 96. Тормозная волна (расхождение во времени начала действия первого и последнего тормозов) при включенных ускорителях

при длине магистрали 1060 м (100 немецких вагонов). Необходимо принять во внимание, что торможение происходит со служебной дополнительной разрядкой магистрали, т. е. с забором воздуха из неё в объёме около 0,5 л у каждого воздухо-распределителя в моменты начала действия их. На диаграмме на высоте линии магистрального давления эта дополнительная разрядка не отразилась ввиду её малой величины, тем более что она главным образом компенсирует встречное действие вредного воздуха, выталкиваемого поршнями приборов в магистраль, и отчасти от перепуска воздуха питательными канавками тех же приборов.

На следующей диаграмме (фиг. 96) показана работа тормоза с экстренной дополнительной разрядкой, производимой скородействующими тройными клапа-

нами Вестингауза. Из неё видно, что движение воздушной волны, характеризующейся распространением начала падения давления вдоль магистрали, несколько не ускорилось (по сравнению с диаграммой фиг. 93), но быстрота темпов падения давления после достижения воздушной волной данного места в точках *a, b, c, d, e* получилась для всех вагонов одинакового порядка. Такие темпы толчками передаются от тормоза к тормозу, и тормозная волна, саморазвиваясь, получает значительно большую скорость распространения вдоль поезда.

§ 29. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗДУШНОЙ И ТОРМОЗНОЙ ВОЛНЫ

А. ВОЗДУШНАЯ ВОЛНА

а) Общие сведения

Все вопросы, касающиеся изменения состояния воздуха в магистрали в процессе управления тормозами, относятся к важнейшим вопросам тормозного дела. Вся история развития воздушных тормозов, борьба изобретателей, техников и производителей за создание лучшего тормоза проникнута в основном почти единственной целью — создать такие тормозные приборы, которые работали бы без задержки и по возможности одинаково по всей длине магистрали.

Практика показала, что только в этих случаях достигается возможность быстро наполнять сжатым воздухом тормозные цилиндры, т. е. иметь вполне управляемый и максимально мощный тормоз, дающий кратчайшие тормозные пути. Чем длиннее магистраль, тем труднее достигнуть этой цели. Успех в этом деле может быть лишь в том случае, если будет всесторонне изучена характеристика магистрали. Можно сказать, что какое угодно глубокое знание автотормозного дела не будет полным и серьёзным, если недостаточно изучена сама магистраль как проводник, связывающий все тормозные приборы в единую непрерывную систему; для изучения же магистрали прежде всего должны быть изучены физическое состояние заключённого в неё воздуха и законы изменения давления его во время процессов управления тормозом.

Рассмотренные нами в § 28 практические данные, относящиеся к вопросам изменения давлений воздуха в магистрали во время зарядки её, могут служить лишь отправной базой для изучения явлений, происходящих в ней; но, чтобы вполне выявить природу этих явлений, необходимо произвести ещё теоретическое исследование.

Магистральный трубопровод в процессах управления тормозом, будучи заряжен сжатым воздухом, остаётся замкнутым на одном конце, в то время как на другом при торможении производится выпуск воздуха в атмосферу, или наоборот — при отпуске тормозов пополнение провода воздухом из главного резервуара.

Ввиду большой длины магистральной трубы и упругости воздуха изменение давления в одном её конце не передаётся мгновенно в другой конец, а распространяется с некоторой определённой скоростью. Следовательно, поворачивая ручку крана машиниста на одном конце магистрали, мы получим на другом начало изменения давления не в тот самый момент, а лишь по истечении некоторого промежутка времени.

Механизм распространения воздушной волны выясняется следующим образом.

При открытии крана на одном из концов длинной магистрали, заряженной сжатым воздухом, в ней вблизи этого крана начинает зарождаться и распространяться далее струйное движение воздуха, направляющегося к выходу. Это сопровождается падением давления, представляющим собой результат превращения энергии давления в энергию движения. Распространение начала этого процесса по направлению от открытого крана к другому концу магистрали, т. е. распространение воздушной волны, может быть объяснено движением молекул сжатого воздуха.

При открытии крана вся та масса молекул, которая в своём непрерывном беспорядочном движении должна была столкнуться (и отразиться) с той поверхностью, которая закрывала отверстие, на этот раз беспрепятственно летит в от-

верстие. Таким образом, общее равновесие воздуха, находящегося у отверстия, нарушается.

Так же последовательно нарушается равновесие следующих слоёв воздуха, теряя опору в предыдущих слоях.

Этот процесс продвигается вдоль трубы с некоторой скоростью, пока не достигнет противоположного конца её.

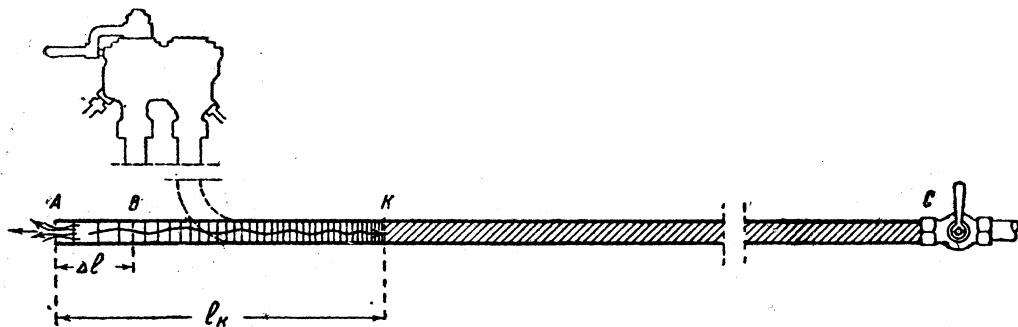
Начинающийся в каждом месте трубы уход воздуха создаёт начало падения давления, которое распространяется вдоль магистрали с определённой скоростью, что и называется скоростью воздушной волны.

Затем, пока кран остаётся открытым в каждом месте магистрали, через которое воздушная волна уже прошла, с определённым темпом начинается и продолжается местное падение давления.

б) Скорость воздушной волны

Скорость воздушной волны нам нужно знать для того, чтобы определить начало падения давления в данной точке магистрали.

Так как все явления пневматики преимущественно сводятся к превращению энергии тепла и давления воздуха в кинетическую энергию, то не безразлично, по какому закону считать эти изменения: по адиабатическому или изотермическому, если мы не желаем вводить в наши рассуждения неопределённый политропический процесс.



Фиг. 97. Определение теоретической скорости воздушной волны в магистрали

Магистральная труба по сравнению с заключённым в ней воздухом представляет собой большую массу. В силу этого необходимо учитывать возможность перехода её тепла к этому воздуху, если его температура будет ниже, и наоборот, если она будет выше. Поэтому если рассматриваемое изменение состояния воздуха, заключённого в трубе, происходит сравнительно медленно, то этот процесс приближается к изотермическому (например, струйное движение воздуха при наличии больших сопротивлений).

Если же процесс проходит мимо данного сечения трубы очень быстро (например передача толчка от слоя к слою при распространении воздушной волны), то сколько-нибудь заметный обмен тепла между стенками трубы и воздухом на протяжении рассматриваемого небольшого отрезка времени практически произойти не успевает. Такой процесс приближается к адиабатическому.

Предположим, что имеется заряжённая сжатым воздухом магистраль, на одном конце А которой (фиг. 97) помещён кран машиниста, а на другом С—концевой кран. Последний в нашем исследовании всё время остаётся закрытым.

Положим далее, что в момент времени t посредством крана машиниста мы сообщили магистраль с атмосферой. В момент времени $t + \tau$, следующий за моментом t , воздушная волна уже дошла до точки K , пройдя расстояние l_k с какой-то скоростью w , так что

$$l_k = w\tau. \quad (1)$$

Остановимся на этом моменте и исследуем его подробнее, сделав следующую оговорку.

Для предварительных рассуждений будем относить весь ход развивающегося процесса воздушной волны к ничтожно малому промежутку времени, который в пределе является бесконечно малым. Это даёт право упрощать явления, отбрасывая малые величины высшего порядка и получая таким образом линейные зависимости, как это и делается обычно при анализе.

Итак, за время τ после открытия крана успело уже выйти наружу некоторое количество сжатого воздуха в объёме части магистрали AB . Следовательно, для заполнения освободившегося объёма в движение пришла вся масса воздуха на длине магистрали l_k , так как вся остальная часть магистрали остаётся в своём первоначальном состоянии и пока не участвует в данном процессе.

Разделим мысленно участок AK на поперечные тонкие слои. Так как все они уже находятся в движении по направлению к выходному отверстию, то называя массу каждого слоя через m_i , а его скорость через u_i (здесь i показывает порядковое место воображаемого слоя), получим количество движения для одного слоя за промежуток времени Δt , равное $m_i u_i$. Для всей массы воздуха на участке магистрали длиной l_k суммарное его количество будет:

$$\sum m_i u_i = H. \quad (2)$$

Взяв условно сечение K за неподвижное, мы можем принять, что при перемещении поперечного слоя воздуха из B в A на величину Δl центры тяжести всех других поперечных слоёв воздуха BK переместятся не на ту же величину, а пропорционально расстоянию от сечения K .

Поэтому, если скорость слоя в сечении B равна u , а в сечении K равна нулю, то за среднюю скорость мы можем принять скорость

$$\frac{u}{2} = \frac{\Delta l}{2\tau}.$$

Так как расширение всей массы воздуха, заключающегося в магистрали на длине BK для занятия всего объёма AK , совершилось в течение времени τ , т. е. пока воздушная волна двигалась до места K , то средняя скорость поперечных слоёв воздуха, на основании сказанного выше, может быть принята равной:

$$u_{cp} = \frac{u}{2} = \frac{\Delta l}{2\tau}.$$

Поэтому, вынося в выражении (2) элементарные средние скорости u_i за знак суммы, а сумму элементарных масс частиц воздуха $\sum m_i$ в объёме магистрали BK называя буквой M , получаем:

$$u_{cp} \sum m_i = M \frac{\Delta l}{2\tau} = H. \quad (3)$$

Массу же M мы можем выразить через удельный вес воздуха γ , делённый на ускорение силы тяжести g и умноженный на объём этого воздуха в отрезке магистрали длиной BK площадью поперечного сечения ω , т. е.

$$M = \frac{\gamma}{g} l_k \omega,$$

а так как длину участка l_k можно выразить через скорость воздушной волны w по (1), то

$$M = \frac{\gamma}{g} \omega w \tau.$$

Подставляя значение этой массы в выражение (3), получаем

$$\frac{\Delta l \cdot \gamma}{2 \tau g} \omega w \tau = H.$$

Здесь τ можно было бы сократить, но вместо сокращения заменим его в знаменателе следующим значением из (1):

$$\tau = \frac{l_k}{w}.$$

Тогда получаем:

$$\frac{\Delta l}{2 l_k} \frac{\gamma}{g} \omega w^2 \tau = H. \quad (4)$$

По закону количества движения величина H должна быть равна импульсу S сил, действующих на данный объём воздуха за тот же промежуток времени τ . Займёмся нахождением этого импульса.

Единственной причиной, вызывающей появление воздушной волны, служит выпуск воздуха через кран машиниста в атмосферу. За рассматриваемый промежуток времени τ воздух в объёме участка Δl уже успевает удалиться. Поэтому воздушный ствол в участке магистрали BK получает удлинение, а плоскость его торцевого сечения B перемещается влево до сечения выходного отверстия A . Вследствие такого удлинения давления в поперечных слоях указанного воздушного ствола изменяются между сечениями B и A по линейному закону в функции расстояния в убывающем порядке от K к A . Таким образом, если зарядное давление магистрали назовём через p , то в сечении A оно будет $p - \Delta p$, а в сечении, проходящем через середину данного участка, оно выразится как $p - \frac{\Delta p}{2}$ (при ничтожно малом значении τ , следовательно, и длины AK).

Поэтому, для определения среднего импульса силы мы должны отнести его к середине указанного участка. Следовательно, величина снятой нагрузки равна произведению площади живого сечения трубы ω на изменение давления $\frac{1}{2} \Delta p$ в данном сечении, а так как это совершилось в элемент времени τ , то средний импульс этой силы для всего отрезка AK равен:

$$\frac{1}{2} \Delta p \omega \tau = S. \quad (5)$$

Согласно закону количества движения величина H , выраженная формулой (4), равна величине S , выраженной формулой (5):

$$\frac{\Delta l}{2 l_k} w^2 \frac{\gamma}{g} \omega \tau = \frac{1}{2} \Delta p \omega \tau,$$

что после сокращений даёт

$$\frac{\Delta l}{l_k} w^2 \frac{\gamma}{g} = \Delta p,$$

откуда искомая скорость воздушной волны w будет:

$$w = \sqrt{\frac{g}{\gamma} l_k \frac{\Delta p}{\Delta l}}. \quad (6)$$

Эта формула, однако, для практики неудобна, так как неизвестен темп падения давления $\frac{\Delta p}{\Delta l}$, поэтому преобразуем её.

Длину трубы l_k под корнем этого выражения заменим объёмным измерением, помножив и разделив подкоренную величину на площадь трубы ω . (Это можно сделать, так как вся магистраль имеет постоянный диаметр.)

Тогда получаем:

$$w = \sqrt{\frac{g}{\gamma} l_k \omega \frac{\Delta p}{\Delta l \omega}}.$$

или

$$w = \sqrt{\frac{g}{\gamma} v_k \frac{\Delta p}{\Delta v_k}}, \quad (7)$$

где v_k — объём воздуха в трубе длиной l_k .

Производя данный анализ, мы остановились на том моменте, который соответствует некоторому приращению времени τ после момента открытия отверстия на конце трубы.

Переходя же от конечного значения элемента времени τ к бесконечно малому его значению $d\tau$, мы должны в подкоренной величине (7) отношение $\frac{\Delta p}{\Delta v}$ заменить дифференциальной формой, тогда получим:

$$w = \sqrt{\frac{g v_k dp}{\gamma dv_k}}. \quad (8)$$

Чтобы получить окончательную формулу скорости воздушной волны, нам надо найти, чему равна производная $\frac{dp}{dv_k}$, которая в сущности зависит от характера процесса. Мы уже в самом начале выяснили, что по отношению к воздушной волне надо считать процесс адиабатическим, т. е. происходящим без обмена тепла с окружающими стенками труб. Следовательно здесь объём v_k и давление p связаны формулой Пуассона:

$$p v_k^n = \text{const},$$

где n для воздуха равно 1,4.

Продифференцируем эту формулу:

$$v_k^n dp + n p v_k^{n-1} dv_k = 0.$$

Сокращая все выражения на v_k^{n-1} , получаем:

$$v_k dp + n p dv_k = 0,$$

откуда и находим:

$$v_k \frac{dp}{dv_k} = -np.$$

Подставляя найденное значение левой части последнего выражения под корень выражения (8), получаем поэтому без значка k окончательную формулу скорости воздушной волны для всей длины магистрали:

$$w = \sqrt{gn \frac{p}{\gamma}}, \quad (9)$$

где g — ускорение силы тяжести;

γ — вес 1 м³ воздуха данного давления;

n — показатель адиабаты, т. е. отношение теплоёмкости воздуха при постоянном давлении к теплоёмкости при постоянном объёме;

p — давление воздуха в магистрали в кг/м².

Так как мы всегда имеем дело с воздухом, то показатель адиабаты $n=1,4$, а ускорение силы тяжести $g = 9,8$ м/сек². Учитывая это и вынося множитель gn за знак радикала, получим формулу, которой удобно пользоваться на практике:

$$w = 3,7 \sqrt{\frac{p}{\gamma}}. \quad (10)$$

Обращает на себя внимание то, что в формулу скорости воздушной волны совершенно не входят величины, характеризующие способ снижения давления в магистрали, например быстрота выпуска воздуха в атмосферу или размеры атмосферных отверстий, величина снижений давления и т. п. Это, впрочем, также подтверждается и на практике, что видно из диаграмм воздушных волн, снятых с натуры при различных способах снижения давления, например через отверстия $d = 25$ мм и 5 мм (фиг. 89—91).

Подставим в формулу (10), например, следующие цифры:

$$p = 6 \text{ ата} = 60\,000 \text{ кг/м}^2;$$

$$\gamma \text{ при } +10^\circ\text{C} = 1,2 \cdot 6 = 7,2 \text{ кг/м}^3;$$

$$\gamma \text{ при } 0^\circ\text{C} = 1,25 \cdot 6 = 7,5 \text{ кг/м}^3;$$

$$\gamma \text{ при } -10^\circ\text{C} = 1,3 \cdot 6 = 7,8 \text{ кг/м}^3.$$

Тогда получим скорости воздушной волны при температурах: $+10^\circ$, нуль и -10° .

$$\left. \begin{aligned} w_{+10} &= 3,7 \sqrt{\frac{60\,000}{7,2}} = 336 \text{ м/сек}; \\ w_0 &= 3,7 \sqrt{\frac{60\,000}{7,5}} = 330 \text{ м/сек}; \\ w_{-10} &= 3,7 \sqrt{\frac{60\,000}{7,8}} = 324 \text{ м/сек}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

В формуле скорости воздушной волны отсутствует коэффициент сопротивления, объясняется это тем, что указанная скорость принадлежит к порядку волн, пробегающих пространство в данной среде по законам колебательного движения, следовательно, без заметных задержек со стороны внешних окружающих воздух сопротивлений, которые появляются обычно при поступательном движении воздуха в трубе. Последнее происходит, когда появляются вслед за воздушной волной темпы падения давления воздуха и течение его к выходному атмосферному отверстию крана машиниста.

Следует заметить, что при измерениях самопишущими приборами воздушная волна не улавливается с абсолютной точностью, так как в начальный момент записи движущиеся части измерительного прибора должны получать начальные ускорения и преодолеть, хотя бы и очень небольшие, но всё же имеющиеся сопротивления. Неточность даёт погрешности более 10%, причём тем больше, чем дальше от крана производится наблюдение.

Ввиду этого скорость воздушной волны, подсчитанная по записям диаграмм, меньше вычисленной.

Так как в полученной формуле отсутствуют величины, показывающие направление изменения давления в магистрали, то формула остаётся верной для определения скорости воздушной волны как при разрядке, так и при зарядке магистрали.

Б. ТОРМОЗНАЯ ВОЛНА

а) Общие сведения

Для того чтобы привести в действие расположенные по всей длине поезда тормозные воздухораспределители, требуется определённая энергия для перемещения их внутренних органов из положений, соответствующих отпущенному состоянию тормозов, в положение торможения. Для этого надо преодолеть в каждом воздухораспределителе препятствия:

а) мешающие быстрому перемещению магистрального поршня, сопротивление трения и сопротивление инерции,

б) замедляющие темпы снижения давления в магистрали — вталкивание воздуха в сторону магистрали при движении поршня и пропуск воздуха из запасного резервуара в магистраль через питательную щель.

Эти причины мешают лёгкому и быстрому начальному действию воздухораспределителя, но всё же в известной степени они не являются вредными, если в сумме не превышают определённой нормы. Если бы их не было, то пришлось бы создавать искусственные сопротивления, так как условия работы тормозов сами этого требуют, что объясняется следующим.

Определённая мера нечувствительности работы воздухораспределителей гарантирует от нежелательного самоторможения: при случайном медленном понижении давления в магистральном проводе, в особенности после отцепки локомотива

тива от состава, когда в тормозной сети давление медленно снижается вследствие утечек воздуха. В противном случае станционные маневровые работы были бы чрезвычайно затруднены. Точно также и в пути, например вследствие замедленной работы насоса при недостатке пара или при остановке его по какой-либо надобности. Наконец, питание магистрали и поддержание давления на одном уровне при поездном положении ручки крана машиниста может происходить периодически с небольшими колебаниями давления.

Но если, с одной стороны, нечувствительность приборов торможения в начале их действия считается в известной мере необходимой, то, с другой, — чрезвычайно важно, чтобы приборы безотказно приходили в действие тогда, когда это требуется, и в дальнейшей своей работе сколь возможно были послушны машинисту как при регулировании силы, так и при отпуске, когда минует надобность в торможении.

Для выполнения этих условий установлены определённые правила для приёмки воздухораспределителей как новых выходящих из завода, так и находящихся в эксплуатации после выхода их из ремонта или при ревизионной проверке.

На основании длительной практики и наблюдений установлена следующая степень нечувствительности, которой должны удовлетворять воздухораспределители при индивидуальном их испытании на магистрали объёмом 50 д: при падении давления в магистрали $0,1 \text{ ат}$ в 15 сек., т. е. $0,4 \text{ ат}$ в минуту, воздухораспределитель не должен реагировать.

Естественно, что в противоположность этому имеются технические условия на проверку наличия определённой меры чувствительности. Эта мера состоит в следующем: воздухораспределители как новые, так и выпущенные из капитального ремонта при испытании на индивидуальном стенде должны придти в действие при падении давления в магистрали темпом $0,1 \text{ ат}$ в 2 сек. не позже как через 5 сек. после начала падения. Воздухораспределители, снятые с подвижного состава во время ревизий для чистки и смазки, учитывая возможную давность выхода их из ремонта и изношенность, при проверочном испытании должны придти в действие при падении давления в магистрали $0,1 \text{ ат}$ в 1 сек. не позже как через 5 сек. после начала падения.

Для скородействующих воздухораспределителей, т. е. приспособленных для экстренного торможения, устанавливается мера для чувствительности на экстренное торможение: при падении давления в магистрали темпом $0,7 \text{ ат}$ в 1 сек. должно получаться экстренное торможение.

Краны машиниста обычно приспособлены таким образом, что при служебном торможении они дают в голове поезда темпы падения давления $0,3—0,4 \text{ ат/сек}$ при нормальной плотности тормозной сети ($0,2 \text{ ат/сек}$).

При экстренном торможении имеет решающее значение резкость падения давления, которая в голове поезда достигается путём сообщения магистрали с атмосферой через кран машиниста широким отверстием, после чего каждый воздухораспределитель, последовательно один от другого, получает возбуждение таким же резким падением давления благодаря приходящим в действие ускорительным клапанам, работающим только при таком сильном темпе падения давления, и во всяком случае при темпе не меньше $0,7 \text{ ат/сек}$. Ускорительные клапаны при этом сообщают магистраль с атмосферой или с тормозным цилиндром по месту работы воздухораспределителя, что называется экстренной дополнительной разрядкой магистрали.

Но имеется также и служебная дополнительная разрядка магистрали, которая применяется в тормозах, предназначенных для товарных и вообще для длинных поездов. Без такой разрядки магистрали, производимой самими приборами, ступенчатое торможение доходило бы в поезде, длиной например, 1 000 м, только до его половины. Конечно, служебная разрядка должна быть не сильной, рассчитанной лишь на то, чтобы удалить из магистрали те вредные порции воздуха, которые поступают в магистраль в начале каждого торможения через питательные отверстия, а также воздух, вталкиваемый в магистраль пришедшими в движение магистральными поршнями. Во всяком случае, размер служебной дополнительной разрядки должен быть такой, чтобы она не помешала машинисту выполнить

первую ступень торможения снижением давления на 0,4 ат. Для выполнения этих условий достаточно забирать из магистрали сжатого воздуха около 0,5 л, не учитывая наличия утечек в тормозной сети.

С этой целью в самом начале работы воздухораспределителя воздух выбирается в требуемом количестве из магистрали или, что лучше, захватывается в особую поглощающую камеру. В нашем улучшенном пассажирском тормозе Вестингауза — Шавгулидзе поглощающая камера имеет объём 1 л, но зато в воздухораспределителе против магистрального поршня поставлен сдерживающий его давление пружинный буфер. Всё это сделано для увеличения скорости тормозной волны при служебном торможении и для чёткости работы тормоза.

Экстренная и служебная дополнительные разрядки являются средствами для того, чтобы получалась саморазвивающаяся тормозная волна значительной скорости и сквозного действия.

Однако дополнительная разрядка может развиваться лишь тогда, когда обеспечено начало действия воздухораспределителей. Если же последние в поезде расставлены на таком расстоянии друг от друга, что несмотря на дополнительную разрядку, произведённую предыдущим воздухораспределителем, темп снижения давления вследствие сопротивлений затухает настолько, что последующий воздухораспределитель уже не в состоянии дать экстренной разрядки, а только лишь даёт служебное торможение, или едва в состоянии вообще притти в действие, то в таком случае дополнительная экстренная разрядка обрывается на нём и оставшая часть поезда тормозится служебным торможением.

То небольшое расстояние между воздухораспределителями в поезде, при котором они ещё могут давать экстренную разрядку при постановке ручки крана машиниста в положение экстренного торможения, будем называть критическими расстояниями для экстренной разрядки, а то наибольшее расстояние, при котором воздухораспределители ещё в состоянии притти в действие и дать служебное торможение, при снижении давления краном машиниста служебным темпом на 0,4 ат/сек, будем называть критическим расстоянием для служебной разрядки.

Как та, так и другая дополнительная разрядка предусматриваются в основном для того, чтобы получить как можно большую скорость тормозной волны, обеспечивающую плавность торможения при быстрых наполнениях тормозных цилиндров, т. е. обеспечивающую эффективность тормоза.

Поэтому ставим в данном случае перед собой задачу определения скорости тормозной волны, являющейся важнейшим показателем качества работы тормозов. В первом приближении составим пока схему определения этой скорости.

Предположим, что поезд имеет такую длину, что при служебном торможении темп падения давления в хвосте его имеет минимальную величину 0,1 ат/сек. Спрашивается, через сколько секунд от момента поворота ручки крана машиниста тормозная волна дойдёт до конца поезда.

Ответить на этот вопрос нетрудно. Выше указывалось, что при темпе падения давления в 0,1 ат/сек воздухораспределитель должен притти в действие не позже как через 5 сек. Следовательно, как только воздушная волна достигла хвоста поезда, с этого момента через 5 сек. можно считать, что тормоз придёт в действие. Поэтому время тормозной волны будет

$$t_{\text{тор}} = t_w + 5 \text{ сек.}$$

Время воздушной волны определяется по формуле

$$t_w = \frac{L}{w},$$

где L — длина поезда, а w — скорость воздушной волны, которая по (11) при 0°C равна 330 м/сек.

Поэтому время

$$t_{\text{тор}} = \frac{L}{330} + 5 \text{ сек.}$$

При длине поезда L скорость тормозной волны будет

$$w_{\text{тор}} = \frac{L}{t_{\text{тор}}} = \frac{330 L}{L + 1650}.$$

Пусть, например, поезд имеет длину 1000 м. Тогда

$$t_{\text{тор}} = \frac{1000}{330} + 5 \approx 8 \text{ сек.}$$

и скорость тормозной волны

$$w_{\text{тор}} = \frac{1000}{8} = 125 \text{ м/сек.}$$

Из этого примера видно, что для определения скорости тормозной волны надо знать три фактора:

- 1) скорость воздушной волны;
- 2) величину темпа падения давления в данном месте;
- 3) число секунд, необходимое для того, чтобы воздухораспределитель при данном темпе пришёл в действие.

Скорость воздушной волны находим из формулы (11). Что же касается теоретического способа определения темпа падения давления при заданной длине поезда и времени начала действия воздухораспределителя, то таковые подлежат выяснению.

б) Темпы падения давления в разных точках магистрали

Для работы тормоза существенную роль играет закон изменения давления в разных точках магистрали при её разрядке во время торможения или зарядке во время отпуска.

Изменение давления в данном месте магистрали начинается сейчас же после прохода через это место воздушной волны как результат дальнейшего расхода воздуха в атмосферу через кран машиниста, или результат подачи воздуха из главного резервуара в магистраль через тот же кран соответственно положениям ручки его.

Темпом изменения давления в данной точке магистрали называется быстрота этого изменения в функции времени. Согласно такой формулировке, обозначая темп через η , имеем

$$\eta = \frac{dp}{dt} \text{ ат/сек.}$$

Одновременно с этим ввиду наличия в магистрали струйного движения воздуха по направлению к крану машиниста при разрядке и от крана при зарядке вдоль магистрали имеется постепенное изменение давления. Такое изменение будем называть градиентом.

Градиентом изменения давления в магистрали мы называем быстроту изменения давления вдоль по магистрали, т. е. в функции длины её.

Обозначая градиент буквой ϑ , имеем

$$\vartheta = \frac{dp}{dl} \text{ ат/м.}$$

Если затем по данной характеристике тормозного прибора нам известно, при каком темпе и минимальном снижении давления в магистрали Δp он начинает работать, и, с другой стороны, известен темп падения давления η в том месте магистрали, где стоит этот прибор, то можно установить время начала действия данного тормоза, откуда уже легко определить и скорость тормозной волны.

Движение воздуха вдоль магистрали обуславливается тремя взаимодействующими силами: падением давления вдоль его движения, сопротивлением трения и сопротивлением инерции.

Выделим в движущемся воздухе поперечный слой А (фиг. 98). Его динамику будем выражать в удельном значении, т. е. будем относить её к 1 м^3 воздуха.

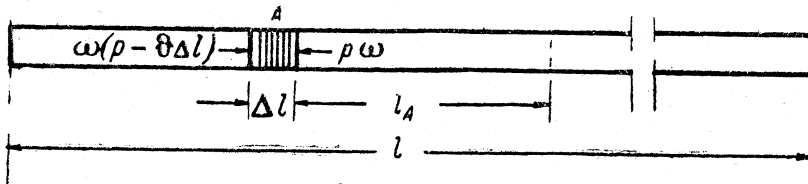
Воздух, содержащийся в слое А, испытывает, с одной стороны, давление на всю свою поперечную площадь ω , равное ωp , и, с другой, — благодаря наличию градиента ϑ уменьшенное давление $\omega(p - \vartheta \Delta l_A)$, где Δl_A — толщина слоя. Таким образом, в результате получается движущая этот слой сила $\omega \vartheta \Delta l$, которая, будучи отнесенной к 1 м^3 , выразится как

$$\omega \vartheta l_A, \quad (a)$$

где l_A — представляет длину, соответствующую 1 м^3 воздуха.

Сопротивление движению воздуха в магистрали ввиду небольшой скорости (за исключением лишь самого переднего конца её) будем считать пропорциональным скорости этого движения, равной $\frac{dl}{dt}$. Поэтому (называя коэффициент сопротивления, отнесённый к 1 м^3 воздуха, через r) величина удельного сопротивления будет:

$$r \frac{dl}{dt}. \quad (б)$$



Фиг. 98. К выводу формулы темпа изменения давления вдоль магистрали при разрядке или зарядке её

Назовём массу 1 м^3 воздуха буквой ρ , т. е. будем считать, что $\rho = \frac{\gamma}{g}$, где γ — удельный вес воздуха; тогда при наличии ускорения и удельную инерционную силу этой массы можно выразить в виде:

$$\rho \frac{d^2 l}{dt^2}. \quad (в)$$

Одновременное действие сил (а), (б), (в) по закону динамики даст движение, которое соответствует следующему уравнению:

$$\rho \frac{d^2 l}{dt^2} = r \frac{dl}{dt} - \omega \vartheta l_A.$$

Переносим члены, стоящие в правой части равенства, влево, и разделив на ρ , имеем

$$\frac{d^2 l}{dt^2} - \frac{r}{\rho} \frac{dl}{dt} + \frac{\omega}{\rho} \vartheta l_A = 0. \quad (г)$$

Покажем, что это есть дифференциальное уравнение колебаний с членом, зависящим от сопротивления. Для этого уравнению надо придать соответственный типовой вид.

Введём обозначения:

$$2n = \frac{r}{\rho}; \quad k^2 = \frac{\omega \vartheta}{\rho}.$$

Подставляя их в (г), получаем дифференциальное уравнение:

$$\frac{d^2 l}{dt^2} - 2n \frac{dl}{dt} + kl_A = 0. \quad (д)$$

Одно из общих решений его для случая, когда $n = k$, будет:

$$l_A = e^{-nt} (C_1 + C_2 t), \quad (e)$$

где C_1 и C_2 — произвольные постоянные.

Случай $n = k$ выбран нами на том основании, что он даёт формулы, наиболее согласующиеся с практикой.

Подробный вывод решения уравнения (д) в формуле (е) даётся в курсах теории колебаний.

Анализируя уравнение (е), приходим к заключению, что движение, соответствующее ему, не имеет полного колебательного характера, так как все его члены, содержащие переменные, являются однозначными. Это получилось благодаря наличию большого сопротивления, ввиду чего движение, соответствующее этому уравнению, имеет аperiодический характер.

Возникает вопрос, как можно себе представить такое движение, если воздух в трубе течёт всё время в одну сторону по направлению к выходу.

Независимо от того, каким образом вызвано струйное движение воздуха в магистрали (в данном случае путём выпуска воздуха в начале магистрали, что является как бы снятием нагрузки с одного конца её), упругая масса его в трубе получила кинетическую энергию за счёт упавшего давления в переднем конце магистрали. Если в этот рассматриваемый момент закрыть выход воздуху из трубы, то вся накопленная энергия движения вследствие остановки превратится в эквивалентную величину давления в переднем конце магистрали при упавшем давлении в конце её ввиду ухода оттуда части воздуха по инерции.

Теперь естественно ожидать обратное движение всей массы воздуха сначала ускоренно, затем замедленно, пока она снова не остановится при повышенном давлении уже в конце магистрали и при пониженном давлении в начале её. После этого должно было бы появиться опять движение к переднему концу и т. д. и при отсутствии сопротивлений эти колебания упругой массы воздуха продолжались бы бесконечно; но при наличии больших сопротивлений такое колебание, совершенно уничтожаясь, перешло бы в одностороннюю отдачу, заканчивающуюся выравниванием давления во всей магистрали.

Эта картина явлений соответствует, как указывалось, предположению, что в какой-то момент разрядки (или зарядки) магистрали закрывается кран для прекращения выпуска воздуха. Но в случае, когда кран не закрывается и разрядка происходит непрерывно, можно представить себе, что для каждого мгновения времени имеются начальные фазы движения, согласно уравнению (е), и в каждый новый момент они зарождаются, а отдельные амплитуды их, имея одностороннее направление, накладываются одна на другую без возврата обратно. В сумме же всё это складывается и даёт струйное движение под действием непрерывного превращения энергии давления в энергию движения за вычетом потерь на сопротивление.

Чтобы использовать для решения нашей задачи уравнение (е), необходимо остановиться ещё на выяснении значения темпа падения давления в начале магистрали после открытия крана.

Пока воздушная волна не придёт в конец магистрали, до тех пор там давление воздуха не изменяется, в то время как в начале магистрали оно всё время падает с того момента, как ручка крана была поставлена в открытое положение.

После открытия крана, за время распространения воздушной волны до конца магистрали t , давление воздуха в переднем конце её падает на величину Δp . Следовательно, темп этого падения

$$\eta = \frac{\Delta p}{t}.$$

Но так как

$$t = \frac{l}{w_s}, \quad (ж)$$

где l — длина всей магистрали, а w_s — скорость волны, то

$$\eta = \frac{\Delta p}{l} w_s. \quad (3)$$

Теперь обратимся к формуле (е). Амплитуда l_A как сумма амплитуд центров тяжести всех элементарных поперечных слоёв воздуха, или амплитуда центров тяжести всей массы движущегося воздуха, связана законом прямой пропорциональности с темпом падения давления η , как две меры энергетического баланса, превращающихся одна в другую согласно принципу сохранения их

$$l_A = \alpha \eta,$$

где α — коэффициент пропорциональности.

Подставляя этот эквивалент в (е), можем написать равенство:

$$\eta = e^{-nt} (1/\alpha C_1 + 1/\alpha C_2 t), \quad (и)$$

или

$$\eta = e^{-nt} (C_3 + C_4 t),$$

где C_3 и C_4 являются новыми произвольными постоянными.

Чтобы определить постоянную C_3 , обратимся к начальным условиям.

В момент времени $t = 0$ множитель e^{-nt} обращается в единицу, и уравнение (и) превращается в равенство:

$$\eta = C_3.$$

Подставляя же здесь вместо η его значение из (3), находим

$$\frac{\Delta p}{l} w_s = C_3,$$

где l — длина всей магистрали.

Таким образом, уравнение (и) можем переписать в таком виде:

$$\eta = e^{-nt} \left(\frac{\Delta p}{l} w_s + C_4 t \right). \quad (к)$$

Теперь надо определить значение второй постоянной C_4 . Для этого возьмём другое крайнее условие: берём момент времени t_w , равный времени воздушной волны, и поэтому η за это время, продвигаясь вдоль магистрали, относится к концу её, где последний элементарный поперечный слой воздуха ещё не тронулся с места, поэтому для него $\eta = 0$, и падение давления $\Delta p = 0$. Следовательно, равенство (к) при этих условиях даёт:

$$0 = C_4 t_w,$$

откуда $C_4 = 0$, и поэтому равенство (к) можно написать в таком виде:

$$\eta = \frac{\Delta p}{l} w_s e^{-nt}.$$

Но нас интересует формула, определяющая темп падения давления в любой точке магистрали на расстоянии l_x от крана. Поэтому логарифмический градиент затухания темпа падения давления $-nt$ выразим в функции длины магистрали l_x , для чего вместо t подставим его значение из (ж).

Получаем:

$$\eta = \frac{\Delta p}{l} w_s e^{-n \frac{l_x}{w_s}}.$$

Падение давления Δp в начале магистрали соответствует критическому давлению. Округлённо можем считать его равным половине зарядного давления: $\Delta p = 1/2 p$. Следовательно, можно написать:

$$\eta = \frac{1}{2} \frac{p}{l} w_s e^{-n \frac{l_x}{w_s}}. \quad (л)$$

Из всех символов, входящих в эту формулу, нам ещё неизвестен один n как логарифмический показатель затухания темпа изменения давления.

Его можно определить, пользуясь данными из практики. Берём их из диаграммы фиг. 89, на которой изображены кривые темпов падения давления в магистрали длиной несколько больше 1 000 м при её первоначальной зарядке давлением $p = 6 \text{ ата}$. Из этой же диаграммы находим темп падения давления в конце магистрали, т. е. там, где $l_x = l$. Мы видим, что через 3,5 сек. давление упало в магистрали на 0,085 ат. Следовательно, мы имеем все данные за исключением n , чтобы формулу (л) выразить цифрами. Эти частные данные следующие:

$$\begin{aligned} p &= 6 \text{ ата} — \text{зарядное давление;} \\ l &= 1\,000 \text{ м} — \text{длина магистрали;} \\ w &= 330 \text{ м/сек} — \text{скорость воздушной волны по формуле (11);} \\ e &= 2,72 — \text{основание натурального логарифма;} \\ l_x &= l = 1\,000 \text{ м} — \text{расстояние от крана машиниста до данного места;} \\ n &— \text{коэффициент затухания волны вдоль магистрали;} \\ \eta &= \frac{0,085}{3,5} = 0,024 — \text{темп падения давления в конце магистрали.} \end{aligned}$$

Все эти данные подставляем в формулу (л)

$$0,024 = \frac{1}{2} \cdot \frac{6}{1\,000} \cdot 330 \cdot 2,72^{-n \frac{1\,000}{330}},$$

откуда

$$2,72^{-n \frac{1\,000}{330}} = 0,024.$$

Логарифмируя это выражение, получаем:

$$-n \frac{1\,000}{330} \lg 2,72 = \lg 0,024,$$

а так как

$$\lg 2,72 = 0,44,$$

$$\lg 0,024 = -1,62;$$

то

$$n = \frac{1,62}{\frac{1000}{330} \cdot 0,44} = 1,22.$$

Таким образом, подставляя в формулу (л) это значение, мы окончательно получаем формулу для определения темпов падения давления в магистрали в функции расстояния от крана

$$\eta_x = \frac{330}{2} \cdot \frac{p}{l} e^{-\frac{1,22}{330} l_x},$$

или

$$\sqrt{\eta_x} = 165 \frac{p}{l} 2,72^{-0,0037 l_x}, \quad (12)$$

где η_x — темп падения давления в ат/сек на расстоянии l_x от крана в м,

p — разрядное давление магистрали в ата,

l_x — расстояние от крана в м,

l — длина всей магистрали в м.

При выводе этой формулы было принято, что сопротивление r движению воздуха в трубе пропорционально скорости. Но величина r не была учтена ввиду того, что она в неявном виде входила в логарифмический коэффициент затухания n [см. выражение (д)]. Но этот последний коэффициент мы определили на основании данных реального опыта, представленных на диаграмме фиг. 89. Поэтому в него вошла и мера сопротивления магистрального провода из того же опыта.

Эти сопротивления в значительной степени зависят от устройства концевых кранов, соединительных головок рукавов и от диаметра магистрали. С увеличе-

нием диаметра магистрали на 25% (вместо 1" взять 1 1/4"), улучшением конструкции элементов магистрали сопротивление её может быть значительно уменьшено и тогда тоже уменьшится n , а с ним увеличатся темпы падения давления вдоль магистрали, дающие увеличение скорости тормозной волны.

Если разрядка магистрали производится через меньшее отверстие, например при служебном торможении, то темп η пропорционально площади отверстия уменьшится. Так, если для экстренной разрядки магистрали служило отверстие площадью $\omega_э$, равной площади живого сечения магистрали, а для служебной разрядки — отверстие площадью $\omega_{сл}$, то темп падения давления в головной части магистрали при служебной разрядке будет равен

$$\eta_{сл} = \eta_э \frac{\omega_{сл}}{\omega_э}$$

Принимая во внимание, что площади отверстий относятся как квадраты их диаметров, можно написать

$$\eta_{сл} = \eta_э \left(\frac{d_{сл}}{d_э} \right)^2$$

Например, предположим, что выпускное отверстие для экстренного торможения имеет диаметр 24 мм, а для служебного торможения 8 мм. Тогда темпы падения для экстренного торможения могут быть переведены на служебные понижением их на $\left(\frac{8}{24} \right)^2 = 0,111$, или округлённо на 0,1, т. е.

$$\eta_{сл} = 16,5 \frac{p}{l} 2,72^{-0,037 l_x} \quad (13)$$

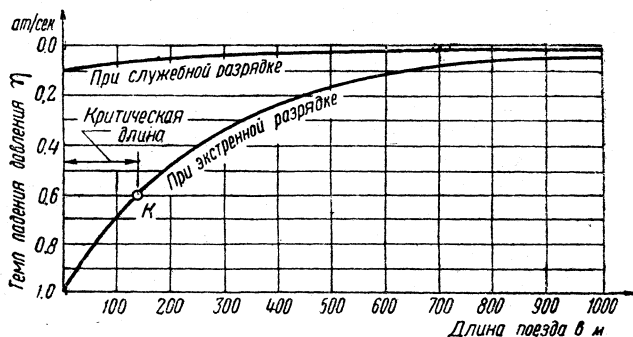
По формулам (12) и (13) для магистрали в 1 000 м находим для точек через 250 м следующие темпы падений при экстренной и служебной разрядке на чистой без отростков магистрали, при зарядном давлении $p = 6 \text{ ат}$,

Таблица 16

Темпы изменения давления в разных местах магистрали при разрядке или зарядке её по формулам (12) и (13)

Экстренная разрядка		Служебная разрядка
Расстояние от крана машины l_x	Темпы η_x ат/сек	$\eta_{сл} = 0,1 \eta_э$ ат/сек
0	0,1	0,1
250	0,4	0,04
500	0,16	0,016
750	0,07	0,007
1 000	0,3	0,003

ускорителей при экстренной разрядке этот коэффициент можно принимать равным нулю.



Фиг. 99. Темпы изменения давления в магистрали по формулам (12) и (13) при разрядке или зарядке её

т. е. когда $\frac{p}{l} = 0,006$ (см. табл. 16).

Эти темпы изображены графически на фиг. 99.

При наличии отростков от магистрали к воздухораспределителям надо сумму их длин прибавлять к длине магистрали.

При наличии дополнительной разрядки, производимой воздухораспределителями, нужно в формуле (12) коэффициент затухания в показателе перед l_x соответственно уменьшить, находя его из эмпирических данных, как это было сделано выше. При исправной работе

в) Определение времени начала действия воздухораспределителя и скорость тормозной волны

Практически величина рабочей площади магистрального поршня у воздухо-распределителя подбирается такой, чтобы последний имел достаточную энергию возбуждаться к действию при определённом заданном темпе падения давления перед этим поршнем. У существующих воздухораспределителей разных систем площади магистральных поршней бывают от 60 до 80 см², что соответствует диаметрам примерно от 80 до 100 мм.

Теоретически чем больше площадь распределительного поршня, тем выгоднее для увеличения скорости тормозной волны. Но на практике этому ставятся определённые границы.

Во-первых, требуется, как уже указывалось, чтобы работа тормоза в начале его действия имела определённую нечувствительность. Мерой этой нечувствительности служит темп падения давления около 0,4 ат/мин. Во-вторых, слишком большой магистральный поршень при своём движении вталкивает в магистраль много воздуха и этим замедляет вызванную краном машиниста разрядку магистрали, — значит замедляет тормозную волну. Это подтверждается практикой. Например, из отчётов инж. Гильдебрандта нам известно, что во время опытов с поездом длиной в 1060 м при служебном торможении тормоз Кнорра распространял своё действие только до 50-го вагона, а тормоз Вестингауза — до 75-го вагона, а при экстренном торможении эти оба тормоза хотя и распространяли своё действие до конца поезда, но скорость тормозной волны у тормоза Кнорра была на 23—25 м/сек меньше. Между тем, диаметр магистрального поршня у воздухораспределителя Кнорра 100 мм, а Вестингауза — 88 мм и при индивидуальном испытании первый был чувствительней последнего. Площадь магистрального поршня, кроме того, должна соответствовать диаметру магистрали.

Кроме величины площади магистрального поршня, на чувствительность работы воздухораспределителя оказывают влияние сопротивление движения поршня вследствие трения поршневого кольца и золотника, а сила этого трения с течением времени изменяется по мере износа кольца, загустения и выдавливания смазки и вообще загрязнения прибора. В среднем эти сопротивления в сумме при давлении воздуха в 5 ат в эксплуатации колеблются от 4 до 8 кг в зависимости от типа прибора и его состояния.

Во всяком случае, та или иная чувствительность начала работы тормозного прибора оказывает влияние на время начала работы тормоза в поезде, на скорость тормозной волны, а также на критическую длину, на которую торможение способно распространяться без дополнительной разрядки, производимой самими воздухораспределителями; наконец, от чувствительности прибора зависит мягкость тормоза, т. е. его способность не реагировать на медленные разрядки магистрали.

Из этого видно, что чувствительность работы тормозных воздухораспределителей имеет разностороннее и важное значение. Займёмся исследованием её.

Зная сопротивление, которое магистральный поршень должен преодолеть при трогании с места, и площадь поршня, находим, при какой разнице давлений Δp воздуха сзади и спереди его он сдвинется с места, т. е. необходимо найти условие, когда

$$\Delta p > \frac{r}{\omega}, \quad (a)$$

где r — сопротивление, а ω — площадь поршня.

Значит требуется, чтобы при данном темпе падения давления η_x в магистрали через некоторый промежуток времени t создалась разница давлений Δp для приведения поршня прибора (следовательно и тормоза) в действие. Если t окажется равным бесконечности, то, очевидно, действие прибора и торможение при данном темпе не получается, а будет происходить просто тихая разрядка тормоза. Предположим, что торможение получается. Тогда должно иметь

место следующее уравнение, считая, что до этого давление воздуха за поршнем было такое же, как и перед поршнем:

$$\Delta p \leq (\eta_x - \eta_y) t, \quad (a')$$

где Δp — удельная сила сопротивления распределительного поршня в атмосферах, отнесённых к площади поршня;

$\eta_x = \frac{\Delta x}{t}$ — темп падения давления в данной точке магистрали;

$\eta_y = \frac{\Delta y}{t}$ — темп падения давления за распределительным поршнем;

t — время от момента начала падения давления перед поршнем распределителя со стороны магистрали до момента начала действия тормоза.

Таким образом, требуемое напорное давление воздуха на распределительный поршень получается в результате опережения темпа падения давления за поршнем темпом падения давления перед поршнем. Если этого опережения нет, то

$$\Delta p \geq (\eta_x - \eta_y) t$$

и потому происходит лишь разрядка тормоза.

Величина η_x нам задана [или её можно определить по формуле (12)]. Что же касается η_y — темпа падения в резервуаре за поршнем, то его нужно найти.

Падение давления в резервуаре объёмом Q на Δy равносильно падению при увеличении объёма резервуара на некоторую величину ΔQ . Поэтому по закону Бойля можем написать уравнение:

$$Qy = (Q + \Delta Q)(y - \Delta y).$$

Раскрывая скобки и производя сокращения, определяем:

$$\Delta y = \frac{\Delta Q y}{Q + \Delta Q}.$$

Но так как падение давления Δy произошло за время t , то:

$$\eta_y = \frac{\Delta y}{t} = \frac{\Delta Q y}{t(Q + \Delta Q)}.$$

Подставляя это значение в уравнение (a'), имеем:

$$\Delta p \leq \left(\eta_x - \frac{\Delta Q y}{t(Q + \Delta Q)} \right) t. \quad (6)$$

Здесь ΔQ — расход воздуха из объёма Q через разрядную канавку k в магистраль (фиг. 100). Полагая, что при небольших перепадах давления Δp плотность воздуха в этих пределах постоянная, а скорость движения его через отверстие средняя между нулём и максимальной величиной, соответствующей перепаду давления Δp , мы можем эту скорость определить по формуле:

$$u_{cp} = \frac{1}{2} \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}}. \quad (в)$$

Зная же площадь живого сечения s разрядного отверстия или разрядной канавки и время t , через которое начал работать воздухо-распределитель от момента начала падения давления в данном месте магистрали, можно определить объёмный расход воздуха ΔQ , получившийся из находящегося за поршнем объёма, в магистраль, этот расход будет:

$$\Delta Q = stu \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Подставляя это значение ΔQ в формулу (б) и делая преобразования, получаем

$$\eta_x - st^2u + (Q\eta_x - suy - su\Delta p) t - Q\Delta p = 0.$$

Деля все члены на $\eta_x su$ и заменяя зарядное давление за поршнем у зарядным давлением магистрали x , имеем:

$$t^2 + \left(\frac{Q}{su} - \frac{x}{\eta_x} - \frac{\Delta p}{\eta_x} \right) t - \frac{\Delta p}{\eta_x su} Q = 0$$

или

$$t^2 + At - B = 0, \quad (\Gamma)$$

где

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{Q}{su} - (x + \Delta p) \frac{1}{\eta_x}, \\ B &= \frac{Q\Delta p}{\eta_x su}. \end{aligned} \right\} \quad (\Delta)$$

Здесь Δp берётся из (а), а η_x по формуле (12) или из диаграмм или непосредственно измеряется; x — начальное давление в магистрали.

Отсюда, решая квадратное уравнение (г), находим время t , через которое начнёт работать тормоз, считая с момента начала падения давления в данном месте магистрали

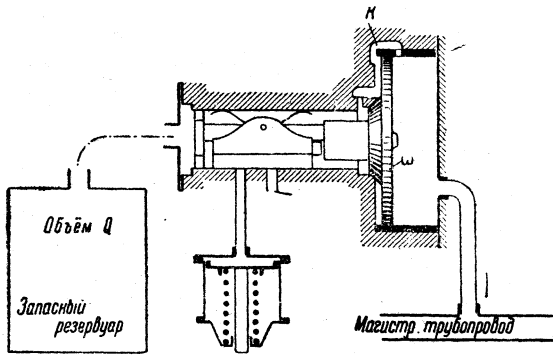
$$t = -\frac{A}{2} \pm \sqrt{\frac{A^2}{4} + B}. \quad (14)$$

Чтобы определить время тормозной волны от момента поворота ручки крана машиниста, надо ко времени t прибавить время воздушной волны, которое найдётся от деления длины магистрали от крана машиниста до данной точки на скорость воздушной волны w :

$$t_{\text{тор}} = \frac{l}{w} + t.$$

Скорость воздушной волны согласно формуле (11) равна в среднем 330 м/сек. Скорость же тормозной волны равна:

$$w_{\text{тор}} = \frac{l}{t_{\text{тор}}} = \frac{lw}{l + tw}, \quad (15)$$



Фиг. 100. Исследование начальной чувствительности работы воздухораспределителя

или

$$w_{\text{тор}} = \frac{330 l}{l + 330 t},$$

где t найдётся по формуле (14), для которой значения A и B указаны в выражении (д).

Формулой (15) определяется скорость тормозной волны при служебном торможении; при экстренном же торможении тормозная волна следует за воздушной волной с одинаковой с ней скоростью, но на 1—2 сек. (по опытам Гильдебрандта) с опозданием, необходимым на образование требуемой величины падения давления перед поршнем тройного клапана, для преодоления инерций и трения. Поэтому тормозная волна при экстренном торможении приходит в конец поезда на столько позже, на сколько тройной клапан первого вагона позже пришёл в действие после прихода к нему воздушной волны. Отсюда делаем вывод, что время тормозной волны при экстренном торможении при наличии ускорителей, производящих экстренную дополнительную разрядку, больше времени воздушной волны на 1—2 сек. в зависимости от исправности и совершенства уско-

рителей и от расстояния между ними, т. е. от числа выключенных ускорителей.

Данное исследование скорости тормозной волны резюмируем в следующем виде.

Зарождается тормозная волна с момента поворота ручки крана машиниста в тормозное положение, при котором магистраль сообщается с атмосферой. С этого момента начинается падение давления в ней сначала в части, ближайшей к крану, а потом всё дальше удаляясь от крана с определённой скоростью через всю магистраль до конца её. Это — воздушная волна.

В каждой точке магистрали после прихода воздушной волны немедленно начинается падение давления. Когда это падение достигнет определённой скорости и величины, соответствующей начальной чувствительности воздухораспределителей, находящихся вблизи рассматриваемой точки, эти воздухораспределители приходят в действие и начинают выпускать сжатый воздух в тормозные цилиндры. Но чем дальше находится рассматриваемая точка магистрали от крана машиниста, тем медленнее происходят падения давления и тем позже приходят в действие ближайшие к ней тормоза [величина η_x в формуле (д)].

Этим объясняется тот факт, что скорость тормозной волны при одной и той же системе тормозов с увеличением длины поезда становится всё меньше.

Например, по опытам тормозной лаборатории ЦНИИ над тормозами Вестингауза и Матросова в 1945 г. получились следующие результаты (табл. 17).

Таблица 17
Скорость тормозной волны в м/сек при разных длинах поездов

Состав поезда из четырёхосных вагонов	Экстренное торможение		Полное служебное торможение	
	тормоз Вестингауза	тормоз Матросова	тормоз Вестингауза	тормоз Матросова
10 вагонов	152	205	52	120
20 вагонов	102	180	38	110
30 вагонов	69	173	33	101

Пример. Определим скорость тормозной волны тормоза системы К (Казанцева) при длине магистрали 1 000 м.

1. При разрядке этого тормоза воздух в первый момент выходит через разрядное отверстие воздухораспределителя в магистраль одновременно из дополнительной камеры объёма 17 л и запасного резервуара 30 л. Следовательно, надо считать объём по другую сторону диафрагмы

$$Q = 47 \text{ л} = 0,047 \text{ м}^3.$$

2. Зарядное давление 6 ата = 60 000 кг/м²,

3. Темп падения давления в хвосте поезда согласно диаграмме фиг. 90 или по формуле (12) равен 0,025 ат/сек = 250 кг/м²·сек.

4. Для сдвига диафрагм с места требуется разность давлений в магистрали и в дополнительной камере $\Delta p = 0,1 \text{ ат} = 1\,000 \text{ кг/м}^2$.

5. Диаметр разрядного отверстия (в скачковой втулке) 1 мм, а площадь $s = 0,78 \text{ мм}^2 = 0,78 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

6. Средняя скорость движения воздуха через разрядное отверстие при разности давления $\Delta p = 0,1 \text{ ат}$, или 1 000 кг/м² и весе воздуха при давлении 6 ат округлённо 7,2 кг/м³, на основании формулы (в) будет:

$$u_{cp} = \frac{1}{2} \sqrt{2 \cdot 9,8 \frac{1\,000}{7,2}} = 26 \text{ м/сек.}$$

Приступаем к решению примера. Согласно формулам (д) находим значения A и B, при таких данных: $Q = 0,047 \text{ м}^3$; $u = 26 \text{ м/сек}$; $s = 0,78 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $\eta_x = 250 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$; $\Delta p = 1\,000 \text{ кг/м}^2$

$$A = \frac{0,047}{26 \cdot 0,78 \cdot 10^{-6}} - (60\,000 + 1\,000) \frac{1}{250} = 2\,073,5;$$

$$B = \frac{1\,000 \cdot 0,047}{250 \cdot 26 \cdot 0,78 \cdot 10^{-6}} = 9\,270.$$

Число секунд t от начала падения давления в магистрали хвоста поезда до начала работы воздухораспределителя по формуле (14):

$$t = \frac{-2\,073,5}{2} + \sqrt{\frac{2\,073,5^2}{4} + 9\,270} =$$

$$= -1\,036,7 + 1\,041,2 \approx 4,5 \text{ сек.}$$

Скорость воздушной волны при 0°C согласно формуле (11) — 330 м/сек. Поэтому время воздушной волны при длине магистрали $1\,000 \text{ м}$ будет:

$$t_0 = \frac{1\,000}{330} \approx 3 \text{ сек.}$$

Время же тормозной волны

$$t_{\text{тор}} = t + t_0 = 4,5 + 3 = 7,5 \text{ сек.}$$

Скорость тормозной волны равна:

$$w_{\text{тор}} = 1\,000 : 7,5 = 134,5 \text{ м/сек.}$$

На опытах с тормозами типа К скорость тормозной волны была в пределах $120\text{—}140 \text{ м/сек.}$ Если в эксплуатации она бывает немного меньше, то причиной являются загрязнения сёдел под шаровыми питательными клапанами, так как тогда происходит разрядка тормоза не только через разрядные отверстия, но и через неплотности клапанов. По техническим условиям скорость тормозной волны не должна быть меньше 100 м/сек. В лучших тормозах скорость волны при служебном торможении доходит до 170 м/сек. , а при экстренном — до 250 м/сек. , что достигается тщательным подбором площади распределительного поршня, лёгкостью его хода при хорошей плотности, а также введением вспомогательной дополнительной разрядки магистрали различными способами. В выведенных выше формулах эти средства не учитываются.

г) Значение изменения сопротивления движению магистрального поршня для работы тормоза

Чем больше сопротивление золотника и поршня в тройном клапане или в воздухораспределителе, тем позже они придут в действие при одном и том же темпе снижения давления в магистрали. Эти детали при их перемещении должны обладать определённым (минимальной величины) сопротивлением, чтобы выдерживать условия мягкости тормоза.

Сопротивлениям должны соответствовать величина площади поршня, величина разрядного отверстия. Предположим, что все означенные величины подобраны наиболее рационально. Если затем по каким-нибудь соображениям изменена упругость кольца в поршне или площадь атмосферной выемки на лице золотника, или размер питательного отверстия, или просто загрязнился прибор и характеристика работы его изменилась, то спрашивается, как это отразится на скорости тормозной волны.

Известно, что время тормозной волны складывается из времени воздушной волны плюс время, потребное на приведение прибора в действие при данном темпе η . Предположим, что поршень прибора трогается с места при разности давлений с обеих сторон его, равной Δp . Следовательно, это давление создаётся при темпе η в течение $t_T - t_w$ секунд, где t_T — время тормозной волны, а t_w — время распространения воздушной волны, т. е.

$$\Delta p = \eta(t_T - t_w). \quad (\epsilon)$$

При условии, что во всём поезде все воздухораспределители имеют одинаковую чувствительность, величина Δp для них будет одинакова.

Для первого вагона время распространения воздушной волны $t_w = 0$. Обозначая для этого вагона темп η_1 и время тормозной волны t_{T-1} , имеем

$$\Delta p = \eta_1 t_{T-1}. \quad (\text{ж})$$

Предположим, что вследствие каких-то изменений например конструкции поршня или золотника, загрязнения или по другим причинам Δp изменилось. Значит и время t_{T-1} увеличилось на Δt . Тогда аналогично получим для первого вагона:

$$\Delta p_1 = \eta_1 (t_{T-1} + \Delta t). \quad (\text{з})$$

На основании формулы (е) в конце поезда на n -ном вагоне при исправном воздухораспределителе получаем:

$$\Delta p = \eta_n (t_{T-n} - t_w),$$

или

$$t_{T-n} = \frac{\Delta p}{\eta_n} + t_w.$$

Подставляя сюда значение Δp из формулы (е) для первого вагона и для случая до изменения конструкции, имеем:

$$t_{T-n} = \frac{\eta_1 t_{T-1}}{\eta_n} + t_w. \quad (\text{и})$$

То же самое из формулы (з) для случая после изменения конструкции:

$$t'_{T-n} = \frac{\eta_1 (t_{T-1} + \Delta t)}{\eta_n} + t_w. \quad (\text{к})$$

Отсюда можно определить, какая получается разница во времени тормозной волны между вторым и первым случаями. Для этого надо вычесть из выражения (к) выражение (и)

Имеем:

$$t'_{T-n} - t_{T-n} = \frac{\eta_1}{\eta_n} \Delta t. \quad (16)$$

Это и есть искомая формула для определения увеличения времени тормозной волны вследствие увеличения сопротивлений распределительного поршня и золотника. Эту формулу можно словами выразить так.

Если у воздухораспределителя в голове поезда понизилась чувствительность и он стал запаздывать в своём действии на Δt секунд, то будучи переставлен в хвост поезда его запаздывание увеличивается во столько раз, во сколько темп падения давления в голове больше темпа падения в хвосте при выбранном способе торможения.

Например в пассажирском поезде, состоящем из 20 четырёхосных вагонов, темпы падения давления в хвосте поезда приблизительно в три раза медленнее, чем в голове, а в товарном поезде, состоящем из 100 вагонов, темп в хвосте в восемь и даже десять раз медленнее, чем в голове поезда. Следовательно, индивидуальное запаздывание действия тормозного прибора, даже незаметное при его испытании, например на 0,2 сек., увеличивает время тормозной волны в первом случае на 0,6 сек., а во втором случае на 1,6—2,0 сек., ввиду чего скорость волны соответственно уменьшается.

§ 30. ОСОБЫЕ СЛУЧАИ РАЗРЯДКИ МАГИСТРАЛИ

а) Медленная разрядка магистрали и зависящая от неё «мягкость» тормоза

В эксплуатации воздухопроводная тормозная сеть не является идеально плотной, поэтому техническими нормами предусматривается определённый допуск утечек воздуха. Считается удовлетворительным такое состояние тормозной

сети, если она после зарядки её до 5 ат и отъединения от источника питания теряет вследствие утечек лишь столько воздуха, что получается темп падения давления не больше 0,15—0,20 ат/мин.

Следует заметить, что наличие утечек в магистрали служит причиной существования разницы давлений воздуха в ней в голове и в хвосте поезда, когда кран машиниста пополняет утечки и поддерживает уровень давления. Эта разница давлений достигает 0,10—0,15 ат, а иногда и больше в зависимости от длины магистрали и степени её плотности.

Образование такой разности в голове и хвосте поезда в процессе питания магистрали объясняется тем, что воздух при этом не находится в неподвижном состоянии, а всё время медленно движется от переднего конца к заднему, пополняя расход; наличие же движения обуславливается обязательным попутным падением давления, иначе не было бы движущей силы на преодоление сопротивлений. О скорости потока воздуха, пополняющего утечки, можно судить по расходу его. Если, например, тормозная сеть находится в исправном состоянии, то, как указывалось выше, после зарядки её давлением 5 ат и отъединения её от источника питания она может давать утечки, характеризующиеся быстротой падения давления порядка 0,20 ат/мин, что допускается в эксплуатации. Если при этом известен объём тормозной сети, то легко найти и расход воздуха.

Для примера возьмём поезд, состоящий из 60 четырёхосных вагонов, среди которых 50 тормозных. Длина магистрали такого поезда 900 м, а объём её 450 л. Объём одного запасного резервуара 55 л, следовательно, объём 50 резервуаров 2 750 л. При этих данных объёмный расход воздуха в 1 мин., приведённый к давлению 6 ата, будет

$$Q = (450 + 2750) \frac{0,2}{6,0} \approx 100 \text{ л/мин.}$$

расход воздуха

Площадь живого сечения магистральной трубы 5 см², поэтому в магистрали головной части поезда скорость потока

$$w = \frac{100\,000}{60 \cdot 5} = 333 \text{ см/сек} \approx 3,3 \text{ м/сек.}$$

Наличие утечек в тормозной сети требует выполнения некоторых особых условий в системе тормозов, на которые мы ранее уже обращали внимание.

Прежде всего тормозные воздухораспределители должны быть так устроены, чтобы они не приходили в действие при указанных темпах падения давления, получающихся вследствие естественных утечек воздуха, которые предусмотрены как допустимые в пределах установленных норм.

Это необходимо с практической точки зрения на случай временного прекращения питания магистрали воздухом по какой-либо причине.

Ввиду этого при приёмках новых воздухораспределителей и тройных клапанов с завода или после выхода из ремонта они проверяются на испытательном столе в отношении нормы нечувствительности, называемой мягкостью тормозов, с одной стороны, и нормы чувствительности, — с другой. Для этой пробы на испытательном столе имеются два вестовых краника для выпуска воздуха из магистрали после зарядки и отъединения её от крана машиниста. При объёме магистрали 50 л диаметр выпускного калиброванного отверстия в одном кранике должен быть 0,8 мм и в другом — 2,0 мм. При открытии первого краника получающийся темп падения давления порядка 0,4 ат/мин не должен вызвать работу воздухораспределителя; при открытии второго краника получающийся темп падения давления порядка 0,1 ат/сек должен вызвать работу воздухораспределителя и притом не позже как через 4 сек. Те же нормы остаются, если испытание работы воздухораспределителя производится на одном изолированном вагоне, т. е. отъединённом от поезда.

Но воздухораспределители, выдержавшие указанные выше испытания на индивидуальной установке или на одной тормозной единице, могут не выдерживать их на длинной магистрали, именно: чувствительность прибора в этом случае как бы повышается и тем больше, чем длиннее магистраль; например, если

прибор выдержал при индивидуальном испытании указанные выше нормы, то, будучи поставлен в длинный поезд, он уже не выдерживает эту норму нечувствительности. Короче говоря, чувствительность приборов в поезде оказывается почти в два раза больше, чем при индивидуальной изолированной их работе. Поэтому необходимо устанавливать две нормы нечувствительности: индивидуальную и поездную.

Тут, конечно, чувствительность приборов осталась та же, но условия испытания другие. Приборы, работающие на длинной магистрали, возбуждаются к действию преждевременно вследствие струйного течения воздуха в ней.

Обычно на практике при проверке нормы мягкости, т. е. нечувствительности тормоза в поездных условиях посредством неполного открытия какого-нибудь выпускного крана в одном месте магистрали даётся такой расход воздуха, чтобы манометр показывал заданный темп падения давления в ней. Но в это время вследствие возникшего в магистрали струйного движения воздуха в её отростках получается некоторый эжекторный отсос, дающий в них добавочное падение давления.

Очевидно, что это явление не влияет на скорость тормозной волны при торможении, ибо оно даёт, в сущности, лишь более скорое действие передних тормозов, не ускоряя действия задних тормозов, где струйное движение воздуха при разрядке тормоза почти отсутствует.

Рассмотрим несколько подробнее физическую природу явления эжекции воздуха во время движения струи его в трубе мимо перпендикулярного отверстия к этой трубе.



Фиг. 101. Явление вязкости воздуха

Действие указанной эжекции объясняется следующим образом: вследствие вязкости и некоторого подсоса движущаяся струя воздуха всё время захватывает тонкий слой примыкающего к ней из бокового отростка соседнего воздуха, создавая в нём постоянный добавочный ток и расход к тому расходу, который у него уже имеется ввиду падения давления.

Вязкость. Чтобы нагляднее представить себе сущность вязкости воздуха, рассмотрим движение последнего между двумя пластинками. Если взять две гладкие пластинки на близком расстоянии друг от друга и одну из них начать передвигать в направлении её плоскости относительно другой пластинки со скоростью u , то экспериментальное наблюдение показывает, что:

1) воздух прилипает к поверхности пластинок и в непосредственной близости к ним обладает той же скоростью, что и пластинка;

2) скорости слоёв воздуха в промежутке между пластинками пропорциональны расстояниям этих слоёв от покоящейся пластинки (фиг. 101);

3) вязкость воздуха проявляется в виде оказываемого сопротивления движению одной пластинки относительно другой; это сопротивление для единицы площади пропорционально скорости ввиду возникающего напряжения сдвига одних слоёв воздуха относительно других.

Внутреннее трение. Если две массы воздуха находятся в непосредственном соприкосновении и одна масса движется относительно другой, то наблюдается трение между слоями переходной зоны от неподвижного воздуха к подвижному; при этом движущийся с большей скоростью слой приводит в движение или ускоряет движение соприкасающегося с ним слоя, а этот последний ускоряет движение следующего слоя и т. д.

Таким образом, пограничные слои неподвижного воздуха получают движение в сторону движущегося воздуха. Сила R , с которой один слой действует на другой, ускоряя его движение, пропорциональна скорости u ; далее, эта сила убывает пропорционально расстоянию x от поверхностной границы движущегося воздуха в сторону неподвижного воздуха; наконец, эта сила пропорциональна величине поверхности соприкосновения слоёв воздуха.

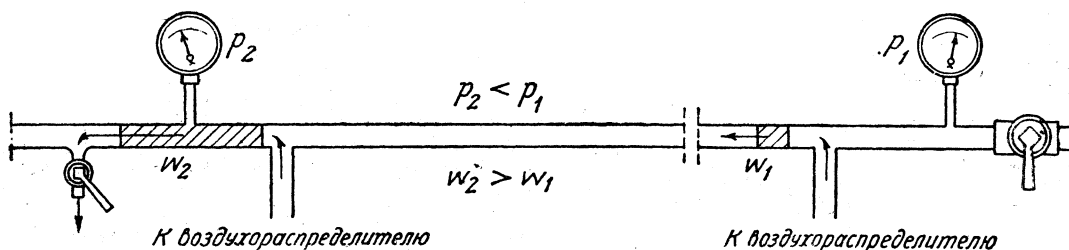
Таким образом получается формула

$$R = \xi \frac{u}{x} \omega, \quad (17)$$

в которой ξ называется коэффициентом внутреннего трения или вязкости. Величина его зависит от температуры и в среднем равна 0,00024.

Внутреннее трение молекулярная физика объясняет беспорядочным движением молекул воздуха: в поток движущегося воздуха постоянно попадают молекулы неподвижного воздуха, и обратно, ввиду чего образуются в течение некоторого времени соприкосновения двух масс воздуха, в пограничном слое, смесь молекул с некоторой промежуточной средней скоростью, которая в дальнейшем принимает величину скорости основного потока.

П о д с о с. Известно, что при струйном движении воздуха там, где скорость его больше, давление соответственно меньше, и наоборот. Если в длинной, заряженной сжатым воздухом трубе, создавать в одном месте утечку воздуха, то вблизи этого места скорость воздуха будет значительно больше, чем в отдалённых местах, так как чем ближе к месту истечения, тем большее объёмное количество воздуха должно пройти через сечение трубы в единицу времени. Ввиду этого манометр, стоящий в отдалённом месте от истечения, будет всегда показывать большее давление, чем манометр, поставленный вблизи него (фиг. 102).



Фиг. 102. Схема струйного движения воздуха в магистрали при медленной разрядке её через кран

Поэтому, если общее падение давления ближний манометр показывает ΔP_2 , а отдалённый ΔP_1 и $\Delta P_1 < \Delta P_2$, то отношения величин этих падений к числу секунд, прошедших от начала наблюдений до момента отсчёта давлений, покажет, что темпы падения давления тем больше, чем ближе к месту истечения воздуха:

$$\frac{\Delta P_1}{t} < \frac{\Delta P_2}{t}.$$

Эта разница темпов падения давления в разных местах магистрали может быть настолько большой, что в то время как $\frac{\Delta P_1}{t}$ в одном конце магистрали не вызывает действие тормоза, ΔP_2 в другом конце её может вызвать действие его благодаря подсосу.

Рассмотренные выше факторы, суммируясь, дают тот результат, который можно назвать эжекцией. Она наиболее сильно проявляется в местах, близких к истечению воздуха, при условии наличия большой массы воздуха в длинном трубопроводе, из которого в одном месте происходит утечка воздуха, служащая причиной не только общего падения давления в этом трубопроводе, но и появления движения воздуха в нём (фиг. 103). В этом месте или вблизи него пришедшие в действие воздухораспределители вызывают своей дополнительной разрядкой действие остальных, и, таким образом, торможение может распространиться на большую длину поезда.

На индивидуальных испытательных стендах объём магистрали считают нужным доводить до 50 л, что осуществляется присоединением резервуара. Соз-

данная где-либо искусственная утечка воздуха, дающая требуемый темп падения давления, в этих случаях не даёт в резервуаре сильного потока воздуха, так как большая площадь поперечного сечения резервуара пропускает требуемое количество воздуха с ничтожной скоростью, и только в непосредственной близости к открытому отверстию возникает поток, превращающийся в струю.

Сделаем примерный расчёт влияния эжекции по формуле (17)

$$R = \xi \frac{u}{x} \omega.$$

Здесь R — сила трения, захватывающая воздух из отростка A по площади его сечения ω (фиг. 103). Если силу разделить на площадь ω , то получим действие этой силы в атмосферах (удельное действие эжекции). Обозначив эту силу знаком $\Delta P_{эж}$, имеем

$$\Delta P_{эж} = \frac{R}{\omega} = \xi \frac{u}{x},$$

где ξ — величина коэффициента трения, равная 0,00024, а u скорость воздуха в магистрали вблизи открытого крана при испытании тормоза на мягкость. Выше мы определили, что при плотной магистрали, когда она, будучи изолирована, даёт вследствие утечек падение давления 0,2 ат/мин, то в длинном поезде при её питании для поддержания давления требуется скорость потока около 3 м/сек. Толщину воздушного пограничного слоя между поточным воздухом в магистрали и примыкающим к нему воздухом в отростке при данных скоростях можно принять равной 3 мм, или 0,003 м.

При таких данных имеем:

$$\Delta P_{эж} = \frac{0,00024 \cdot 3}{0,003} = 0,24 \text{ ат/мин.} \quad (18)$$

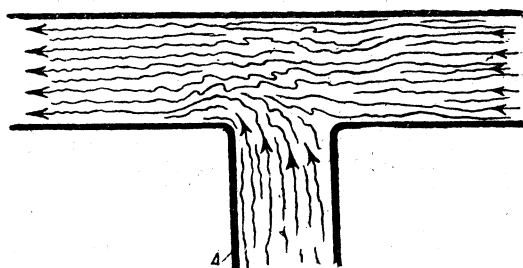
Примерно такое добавочное разрежение даёт эжекция в примыкающем к магистрали отростке, идущем от воздухораспределителя в местах наибольшей скорости движения воздуха; это разрежение будет добавочным сверх падения давления для всей магистрали, которое вызывается установленным расходом воздуха при созданной утечке. Поэтому, чтобы получить величину полного падения давления в отростке, необходимо к величине давления от эжекции прибавить величину общего падения давления в тормозной сети, наблюдаемого по отдельному манометру.

б) Критическая длина тормозной магистрали и дополнительная разрядка её при торможениях

В предыдущем параграфе рассматривался вопрос о законах изменения темпов падения давления в разных местах длины магистрали.

Это исследование показывает, что темпы падения давления при экстренной разрядке магистрали быстро уменьшаются с увеличением расстояния от крана машиниста. Если принять во внимание, что скородействующие тормоза дают экстренное торможение лишь тогда, когда темп падения давления в магистрали имеет величину не менее 0,6 ат/сек, то из фиг. 99 видно, что это критическое условие имеет место на расстоянии 130 м от крана машиниста. В этом месте тормоз может дать экстренное торможение.

Точку K на кривой темпов падения давления, показывающую предельное расстояние от крана машиниста, на котором экстренное торможение ещё может

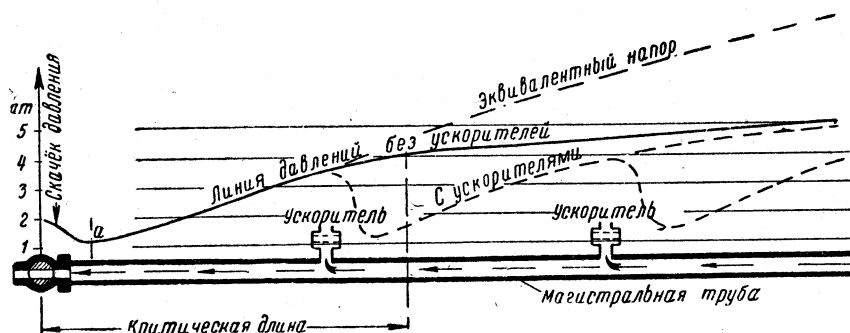


Фиг. 103. Эжекция воздуха из магистрального отростка при движении

получиться (при условии, что на этом участке нет других включённых тормозов), назовём критической точкой магистрали, а её расстояние от крана машиниста — критическим расстоянием.

В эксплуатации для большей надёжности это расстояние уменьшено до 75 м, т. е. считается, что между краном машиниста и первым тормозом может быть включено не больше трёх подряд тормозных единиц, равно, как и между последовательно действующими тормозными единицами в поезде.

Известно, что принцип распространения тормозного действия при экстренном торможении основан на том, что тормозные приборы снабжаются такими дополнительными устройствами, которые, прежде чем начать торможение, дают сильную дополнительную разрядку магистрали к той разрядке, которую вызвал машинист посредством крана. Ясно, что если бы не эта дополнительная разрядка, то торможение головы и хвоста поезда было бы чрезвычайно контрастное, ибо в голове, как это видно из фиг. 99, темп падения давления около 1 ат/сек, а в хвосте едва 0,05 ат/сек, вследствие чего при быстрых наполнениях тормозных цилиндров сжатым воздухом получился бы колоссальной величины толчок от сильного сжатия поезда. Избегается это при тормозах, не дающих экстренного торможения (например, тормоз Матросова), только потому, что у них замедлено наполнение тормозных цилиндров примерно в три раза, чем это принято для скородействующих тормозов.



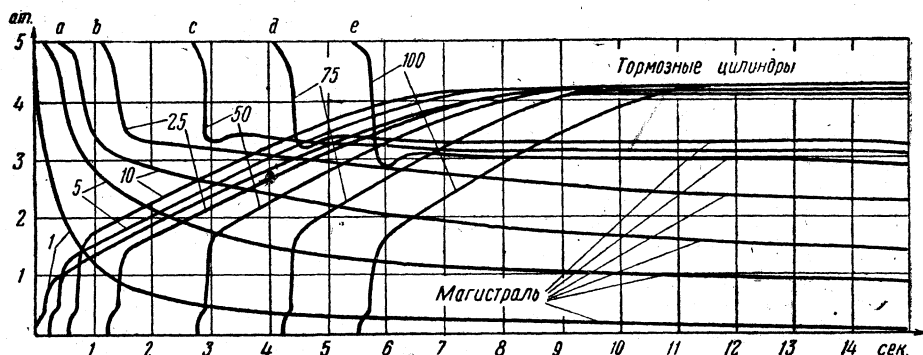
Фиг. 104. Дополнительная экстренная разрядка магистрали

При наличии же экстренной дополнительной разрядки и при условии, что расстояние между воздухораспределителями меньше критической длины, получается условие, требующее лишь возбуждения экстренного действия первого ближайшего к тормозному крану тормоза, как это показано на фиг. 104. Теперь ясно, что если придёт в действие первый ускоритель, то он возобновляет быстрый темп падения давления, вызывая к действию следующий ускоритель и т. д. Таким образом критическая длина магистрали переносится от прибора к прибору, не давая затухать тормозной волне, скорость которой благодаря этому почти утраивается.

На фиг. 105 представлена диаграмма распространения экстренного торможения в поезде, состоящем из ста двухосных вагонов. Из неё видно как магистраль получает энергичную разрядку у каждого вагона, причём эта разрядка к концу поезда даже усиливается. При этой разрядке каждый воздухораспределитель забирает из магистрали около 5 л воздуха (приведённого к атмосферному давлению), следовательно во всей магистрали в течение 5,5 сек. выхвачено воздуха около 500 л, не считая того количества, которое ушло в атмосферу через кран машиниста.

У тормозов, предназначенных для длинных товарных поездов, устраивается обязательная дополнительная разрядка магистрали также и при служебных торможениях. Критическая длина магистрали при служебном торможении достигает 500—600 м, поэтому в длинных поездах служебное торможение могло бы не распространяться до конца, и вообще без дополнительной разрядки тормоза работали бы нечётко. В последнее время дополнительная служебная разрядка производится и у пассажирских тормозов.

Дополнительная служебная разрядка по сравнению с экстренной является весьма умеренной и осторожной. Она рассчитывается на удаление из магистрали лишь того количества воздуха, которое вталкивается магистральными поршнями воздухораспределителей при их начальном перемещении, и некоторого количе-



Фиг. 105. Диаграмма экстренного торможения поезда, состоящего из 100 двухосных вагонов (тормоза скородействующие Вестингауза)

ства воздуха, успевшего перетечь в магистраль через питательные отверстия до момента сдвига с места этих поршней, плюс ещё некоторое количество на возбуждение последующих приборов.

в) Разрядка магистрали при разрыве поезда

При разрыве или саморасцепе поезда при следовании в пути гибкое соединение магистрали между вагонами разъединяется и поэтому происходят отдельные самостоятельные разрядки тормозных магистралей обеих отделившихся друг от друга частей поезда; однако степень и быстрота этих разрядок различны: пока машинист не заметит происшедшего разрыва, магистраль той части поезда, которая находится при локомотиве, продолжает питаться сжатым воздухом при втором поездном положении ручки крана машиниста, и мы не знаем в точности, как тормозится эта часть поезда; наоборот, магистраль второй оторвавшейся части поезда получает быструю беспрепятственную разрядку и мы, наверное, знаем, что если до разрыва давление воздуха в ней было не менее 4,5 ат, а число тормозных осей в этой части поезда не менее предусмотренной нормы, то на любом профиле она остановится на расстоянии, не превышающем 800 м.

Поэтому исследование вопроса о поведении тормозов при разрыве поезда можно отнести только к той части поезда, которая осталась при локомотиве.

Из практики известны случаи с товарными поездами, когда машинисты, прибывая на станцию, не знали о том, что часть их поезда осталась на перегоне. Это, показывает, что после обрыва давление воздуха в главном резервуаре и даже в магистрали у крана машиниста оставалось неизменным или почти таким и режим работы локомотива тоже не изменился. Только частота выхлопов паро-воздушного насоса увеличивалась, но это трудно заметить на ходу поезда.

Из этого можно заключить, что после разрыва торможение передней части поезда происходит недостаточно сильно; сила его, очевидно, едва только компенсирует уменьшение сопротивления движению оторвавшейся части, и поезд продолжает следовать с одинаковой или с незаметно изменившейся скоростью.

Такое положение является ненормальным. Его можно объяснить тем, что в магистрали недостаточно интенсивно падает давление по всей длине вследствие чрезмерно большого питания её при втором положении ручки крана машиниста. По той же причине открытие в поезде крана остановки может не дать достаточно сильного торможения.

При втором поездном положении ручки крана машиниста должно поддерживаться давление воздуха в магистрали при следовании поезда в пути около 5 ат

при давлении в главном резервуаре 7—8 ат. Для выполнения этого условия необходимо, чтобы питательное отверстие в кране машиниста было достаточной величины для постоянного пополнения того количества воздуха, которое непрерывно теряется вследствие утечек. Величина этих утечек должна учитываться по крайней мере в утроенном количестве по сравнению с предписанным в инструкциях (допускающих падение давления 0,2 ат/мин) для полного обеспечения питанием тормозной сети даже в случаях не вполне исправного состояния тормозной сети, что иногда может иметь место в эксплуатации.

Для этих условий отверстие диаметром 7—8 мм оказывается достаточным.

При таком размере питающего отверстия можно было бы ожидать при разрыве поезда достаточно быструю разрядку магистрали той части поезда, которая находится при паровозе, если конструкции концевых кранов и соединительных головок рукавов и зауженный диаметр магистрали не создают чрезмерно больших сопротивлений.

На поезд длиной 1 000 м при утечках, не превышающих установленные нормы, требуется около 0,8 м³/мин атмосферного воздуха (см. пример дальше в § 32а). Проверим, достаточно ли для поддержания давления в магистрали на уровне 5 ат при давлении в главном резервуаре 7 ат иметь в кране отверстие диаметром в 8 мм.

Для этого воспользуемся известной термодинамической формулой истечения воздуха из отверстия для случая, когда перепад давления меньше половины напорного давления

$$\xi = f \mu \sqrt{2g \frac{n}{n-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \right]^{\frac{n+1}{n}}}, \quad (a)$$

где ξ — расход воздуха в кг/сек;

f — площадь отверстия в м² (для $d = 8 \text{ мм} = f = 50,3 \cdot 10^{-6}$);

μ — коэффициент сжатия струи 0,8;

p_1 — напорное давление в метрических ата (70 000 кг/м²);

p_2 — давление при выходе из отверстия в ата (50 000 кг/м²);

v — удельный объём воздуха;

n — соотношение теплоёмкостей для воздуха = 1,4;

g — ускорение силы тяжести 9,8 м/сек².

В этой формуле величины μ , n , g и указанные ниже R , T в практике тормозного дела можно считать постоянными, взятыми для средних условий. Например, T — абсолютную температуру — относить к 0° С, поэтому она равна 273. Остальные величины указаны выше.

Кроме того, удельный объём

$$v_1 = \frac{RT}{p_1},$$

где R — газовая постоянная 29,27.

Поэтому имеем отношение

$$\frac{p_1}{v_1} = \frac{p_1^2}{RT} = \frac{p_1^2}{29,27 \cdot 273}.$$

Подставляя цифровые значения названных величин в формулу (а), получаем:

$$\xi = 0,07 \text{ кг/сек.}$$

Переведём теперь весовой расход воздуха в объёмный, отнесённый к атмосферному давлению в минуту. Из уравнения состояния воздуха имеем:

$$Vp = GRT,$$

откуда при $p = 10\,000 \text{ кг/м}^2$

$$V = \frac{GRT}{10\,000} = \frac{0,07 \cdot 29,27 \cdot 273}{10\,000} = 0,05 \text{ м}^3/\text{сек},$$

а в минуту $0,05 \cdot 60 = 3 \text{ м}^3/\text{мин.}$

(б)

Из расчёта расхода воздуха на утечки в примере § 32а получаем $2 \text{ м}^3/\text{мин}$ при нормальном допуске утечек, дающих падение давления в изолированной магистрали $0,2 \text{ ат}/\text{мин}$. Следовательно, отверстие в кране машиниста диаметром 8 мм обеспечивает питание магистрали запасом воздуха, т. е. если бы почему-либо утечки увеличились, то кран машиниста при втором положении ручки его всё ещё будет поддерживать в магистрали давление 5 ат , если только компрессор в состоянии удовлетворить потребность и поддерживать давление в главном резервуаре не менее 7 ат , пополняя утечки. Для того же, чтобы при втором положении ручки крана машиниста давление в магистрали не только поддерживалось, но и восстанавливалось при отпуске тормоза, диаметр питающего отверстия в кранах машиниста доводят до 9 мм .

г) Распределение давления в магистрали при разрыве поезда

Разрывы и саморасцепы в пути могут происходить в разных местах длины поезда; чаще всего они происходят в одной трети от хвоста его.

Предположим, что поезд, состоящий из 70 четырёхосных вагонов общей длиной около 1100 м , разъединился в пути на две части и пусть та часть, которая осталась при паровозе, имеет длину 600 м . Значит, в конце этой части тормозная магистраль имеет свободное сообщение с атмосферой, а впереди получает питание через кран машиниста.

Выясним для сравнения вопрос, какое потребовалось бы питание магистрали, чтобы после разрыва поезда поддерживалось в ней впереди, т. е. у крана машиниста, давление в 5 ат . Для этого обратимся к формуле (19) (выведенной в следующем параграфе), и по ней определим, какая будет в этом случае скорость воздуха в магистрали там, где имеется давление 5 ат .

Имеем

$$w = 63 \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2)D}{\xi^1 p_1^2 l}}.$$

Вместо букв подставляем цифры:

p_1 — давление в начале магистрали = 6 ата ;

p_2 — давление в оборванном конце её = 1 ата ;

l — длина магистрали — 600 м ;

D — внутренний диаметр магистрали — $0,025 \text{ м}$;

ξ^1 — коэффициент сопротивления магистральной трубы, имеющей через каждые 15 м два концевых крана и пару соединительных рукавов. По опытам доц. Д. Карминского в Ростовском институте инженеров транспорта этот коэффициент почти вдвое больше, чем для сплошь гладких труб, ввиду чего принимаем $\xi = 0,0022$.

Получаем

$$w = 63 \sqrt{\frac{(36 - 1) \cdot 0,025}{0,0022 \cdot 36 \cdot 600}} = 8,7 \text{ м/сек.} \quad (\text{в})$$

Площадь поперечного сечения трубы в свету, при диаметре $0,025 \text{ м}$, равна $0,0005 \text{ м}^2$; поэтому объёмное количество воздуха при давлении в 6 ата , проходящее в секунду через сечение, будет

$$8,7 \cdot 0,0005,$$

а в минуту, и притом приведённое к давлению одной атмосферы:

$$V = 8,7 \cdot 0,0005 \cdot 60 \cdot 6 = 1,57 \text{ м}^3/\text{мин.} \quad (\text{г})$$

Выше в (б) было подсчитано, что кран машиниста обеспечивает питание в $3 \text{ м}^3/\text{мин}$. Из этого можно заключить, что несмотря на разрыв магистрали и свободное вытекание сжатого воздуха в атмосферу подпор в начале магистрали будет держаться на одном уровне в 5 ат .

Определим ещё, какие давления установились при этом в магистрали на расстояниях 200, 300, 400 и 500 м от крана машиниста.

Для этого воспользуемся формулой (20), вывод которой смотри в следующем параграфе:

$$p_x = p_1 \sqrt{1 - 2 \xi^1 \frac{w^2 l}{RTD}}. \quad (д)$$

Скорость w берём по (в) 8,7 м/сек. Произведение RT при температуре 0° С будет $29,3 \cdot 273 \approx 8000$.

Вместо l подставляем последовательно намеченные выше цифры, приведя предварительно формулу к такому виду:

$$p_x = 6 \sqrt{1 - \frac{2 \cdot 0,0022 \cdot 8,7^2}{8000 \cdot 0,025}}$$

или

$$p_x = 6 \sqrt{1 - \frac{0,36}{200}},$$

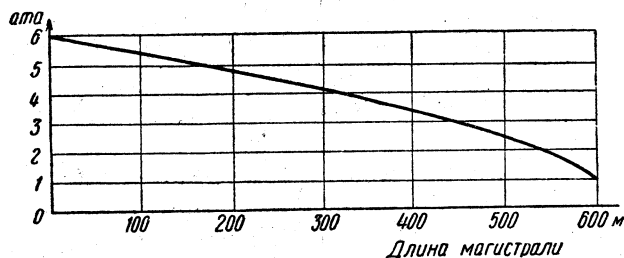
при $l = 200 \text{ м}$ $p_{200} = 6 \sqrt{1 - 0,36} = 4,8 \text{ ата},$

при $l = 300 \text{ м}$ $p_{300} = 6 \sqrt{1 - 0,54} = 4,0 \text{ ата},$

при $l = 400 \text{ м}$ $p_{400} = 6 \sqrt{1 - 0,72} = 3,1 \text{ ата},$

при $l = 500 \text{ м}$ $p_{500} = 6 \sqrt{1 - 0,90} = 2,0 \text{ ата}.$

Это распределение давлений в магистрали показано графически на фиг. 106. Из формулы (г) видно, что расход воздуха в 1,57 м³/мин при разрыве магистрали находится в пределах производительности насоса, а из фиг. 106 замечаем,



Фиг. 106. Распределение давления воздуха в магистрали в части поезда, оставшейся при паровозе после разрыва

что падение давления в магистрали от головы к хвосту происходит почти по линейному закону. При этом на протяжении 200 м от крана машиниста торможение происходит неполное, причём паровоз и тендер и передние вагоны совсем не тормозятся.

Из формулы (д) следует, что для получения надёжного эффекта торможения необходимо сопротивление кранов и рукавов уменьшить

применением более рациональных форм и конструкций, а диаметр трубы надо увеличить.

§ 31. ТОРМОЗНАЯ ВОЗДУХОПРОВОДНАЯ СЕТЬ

а) Вывод теоретических формул движения воздуха в трубах

В тормозном деле трубопроводы для сжатого воздуха большей частью применяются длинные. Например, в поезде магистраль может достигать длины 1 000—1 500 м; на контрольных пунктах при компрессорных установках магистральные трубы проводятся к паркам приёма и отправления поездов на расстояние до 2 000 м.

При движении воздуха в трубах под некоторым напором наблюдается падение давления его вследствие расхода энергии давления на работу сопротивления

движению и сообщения ускорения, поскольку по длине трубопровода скорость потока по мере падения давления растёт.

В длинных трубопроводах ввиду большой площади соприкосновения стенок труб с окружающим воздухом имеет место постоянство температуры текущего внутри труб воздуха, так как обычно трубы не изолированы, а скорость движения воздуха в них небольшая. В этом случае происходит, следовательно, изотермическое течение воздуха.

Ввиду этого для определения падения давления при движении воздуха вдоль такого трубопровода и определения скорости этого движения выведем соответственные формулы, используя метод предложенный проф. В. Шюле (Техническая термодинамика, изд. 1935 г., стр. 345).

Предполагаем установившееся течение воздуха, при котором через каждое поперечное сечение трубы протекает в единицу времени одно и то же весовое количество воздуха

$$G = \frac{fw}{v} = fw\gamma, \quad (a)$$

где G — вес протекаемого воздуха в $кг/сек$;

f — площадь живого сечения трубы;

$v = \frac{1}{\gamma}$ — удельный объём, равный обратной величине удельного веса воздуха в $м^3/кг$;

w — скорость движения воздуха в $м/сек$.

Из этого следует, что для двух разных сечений трубопровода имеет место следующее равенство:

$$w_1 f \gamma_1 = w_2 f \gamma_2,$$

а так как

$$\gamma = \frac{1}{v},$$

то

$$\frac{w_1}{v_1} = \frac{w_2}{v_2} = \frac{w_n}{v_n}. \quad (б)$$

Поскольку мы условились считать течение воздуха изотермическим, то температуры во всех сечениях одинаковы, поэтому

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = p_n v_n = RT.$$

Тогда на основании формулы (б) имеем:

$$\frac{w}{w_1} = \frac{v}{v_1} \quad (в)$$

и на основании закона Бойля:

$$\frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p}. \quad (г)$$

Соединяя оба последних выражения в одно равенство, получаем

$$\frac{w}{w_1} = \frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p}$$

или

$$w = w_1 \frac{p_1}{p}, \quad (д)$$

где w — скорость воздуха в любом сечении трубы;

w_1 — скорость в данном сечении;

p_1 — давление в данном сечении;

p — давление в любом сечении.

Нам нужно выявить, какая получается потеря давления dp на бесконечно малом отрезке длины трубы dl вследствие сопротивлений движению. Для этого определим сначала количество работы, затрачиваемой на продвижение 1 кг воздуха на элементе пути dl . Очевидно, что эта работа равна vdp , т. е. произведению величины изменения давления на удельный объем воздуха; по закону действия и противодействия можно написать

$$vdp = -adl, \quad (е)$$

где a — сопротивление объема v , т. е. 1 кг воздуха.

Посмотрим, чему равняется величина a .

Сопротивление движению воздуха в трубе создается трением о стенки трубы. Но сила трения здесь определяется не так, как для твердых тел, т. е. путём умножения коэффициента трения на величину давления, а путём помножения коэффициента сопротивления r на единицу трущейся площади. За такую единицу мы принимаем $1 м^2$. Поэтому займёмся определением площади трения 1 кг воздуха, объём которого v . Для этого мы должны себе представить цилиндрический воздушный стержень весом 1 кг диаметром D , равным диаметру трубы в свету. Такой стержень должен при движении воздуха пройти через элемент трубы длиной dl . Следовательно, величина всей площади трения равна площади поверхности обрабатываемого стержня, в свою очередь равной

$$\omega = \pi D l. \quad (ж)$$

Длина стержня l определится из рассмотрения геометрического объёма воздушного стержня весом в 1 кг воздуха, следовательно, удельный объём v данного давления будет:

$$\frac{\pi D^2}{4} l = v,$$

откуда

$$l = 4 \frac{v}{\pi D^2}.$$

Подставляя найденное значение в выражение (ж), имеем:

$$\omega = 4 \pi D \frac{v}{\pi D^2} = 4 \frac{v}{D}.$$

Стало быть, сопротивление a движению воздуха при коэффициенте трения r и площади ω будет:

$$a = 4 r \frac{v}{D}.$$

Подставляя это выражение в (е), имеем

$$vdp = -4 r \frac{v}{D} dl$$

или

$$dp = -4 \frac{r}{D} dl, \quad (з)$$

где r — сопротивление движению, отнесённое к $1 м^2$ омываемой поверхности, что названо нами коэффициентом трения для газа; этот коэффициент зависит от скорости w и плотности γ газа.

Опытом найдено, что r возрастает примерно пропорционально квадрату скорости w и пропорционально удельному весу γ . Поэтому принимаем

$$r = k w^2 \gamma,$$

где k — некоторый коэффициент пропорциональности.

Подставляя значение r в (з), получаем формулу

$$dp = -4k \frac{w^2 \gamma}{D} dl.$$

Называя произведение коэффициентов $4k$ буквой ξ , окончательно получаем

$$dp = -\xi \frac{w^2 \gamma}{D} dl, \quad (\text{и})$$

где dp — дифференциал падения давления по длине трубы;

dl — дифференциал приращения длины трубы;

ξ — коэффициент сопротивления движению 0,0012;

w — скорость воздуха в трубе;

γ — удельный вес воздуха (вес 1 м³);

D — диаметр трубы в свету.

В формуле (и) можно заменить удельный вес удельным объёмом $\frac{1}{v}$. Поэтому

$$dp = -\xi \frac{w^2}{Dv} dl. \quad (\text{к})$$

Здесь давление p и скорость w — случайные в произвольном месте трубы; нам же надо перейти к частным значениям их, соответствующим сечению 1. На основании выражения (д) имеем

$$w = \frac{p_1 w_1}{p}$$

или на основании равенства (в)

$$w = \frac{v w_1}{v_1}.$$

Перемножая эти последние два выражения, получаем

$$w^2 = \frac{p_1 v w_1^2}{p v_1}.$$

Полученное значение w^2 подставим в (к)

$$dp = -\xi \frac{p_1}{D} \frac{w_1^2 v}{v p v_1} dl,$$

что после сокращения даёт

$$p dp = -\xi \frac{p_1 w_1^2}{D v_1} dl.$$

Откуда, интегрируя от p_2 до p_1 , получаем

$$\frac{1}{2} (p_1^2 - p_2^2) = -\xi \frac{p_1 w_1^2 l}{v_1 D}.$$

Отсюда можем получить формулу скорости движения воздуха w и формулу давления p_2 на данном расстоянии l от данного места, где нам известно p_1 и w_1

$$w_1 = \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2) v_1 D}{2 \xi p_1 l}}. \quad (\text{л})$$

В этой формуле удобнее v_1 заменить значением, получаемым из такого известного равенства

$$p_1 v_1 = RT_1,$$

откуда

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1}.$$

Подставляя в (л), получаем

$$w_1 = \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2) RT_1 D}{2 \xi p_1^2 l}} \text{ м/сек} \quad (19)$$

и отсюда

$$p_2 = p_1 \sqrt{1 - 2 \xi \frac{w_1^2 l}{RT_1 D}} \text{ ата.} \quad (20)$$

*р-на
изменения
давления*

Здесь p_1 — высшее давление там, где оно нам известно, в ата;
 p_2 — низшее искомое давление на расстоянии l в ата;
 l — расстояние от того места, где давление p , в м;
 w_1 — скорость воздуха в данном сечении трубы, где давление p_1 , в м/сек;
 D — диаметр трубы в м;
 RT_1 — произведение газовой постоянной 29,3 на абсолютную температуру.
В практике, относя к средним условиям при 0°C , $RT = 29,3 \cdot 273 = \approx 8000$;
 ξ — коэффициент сопротивления движению воздуха в прямой обычной железной трубе $= 0,0012$.

Скорость w в напорном конце трубы определится, если секундный объёмный расход воздуха V данного давления разделим на площадь сечения трубы

$$w = \frac{V}{\omega}. \quad (м)$$

Расход воздуха выражается обычно в свободном состоянии, т. е. приведённый к 1 ат; тогда на основании равенств:

$$V_1 p_1 = V_0 p_0 = GRT$$

находим, что

$$V_1 = \frac{V_0 p_0}{p_1}.$$

Здесь давления p_0 и p_1 можем взять не в метрических, а в технических атмосферах, что допустимо ввиду того, что они входят в выражение в виде отношения. Поэтому, принимая p_0 за атмосферное, равное условно 1 кг/см^2 , можно последнее выражение написать так:

$$V = \frac{V_0}{p_1},$$

где p_1 уже обязательно в кг/см^2 .

Подставляя это в равенство (м), имеем:

$$w = \frac{V_0}{p_1 \omega}. \quad (21)$$

Следовательно, по формулам (20) и (21), зная длину участка трубопровода l в м, диаметр его живого сечения D в м, расход свободного воздуха V_0 в $\text{м}^3/\text{сек}$, температуру T° абс. и напорное давление p_1 абсолютных атмосфер и принимая коэффициент сопротивления $\xi = 0,0012$, мы можем определить давление p_2 в конце данного участка.

Если при решении различных задач получается под корнем формулы (20) отрицательная величина, т. е. корень мнимый, то это показывает, что на данной длине l трубопровода при выбранном диаметре его не может осуществиться скорость w_1 течения, следовательно, и расход V . Тогда по желанию можно при заданных прочих условиях найти скорость, а по ней расход или диаметр трубы и т. п.

Пример. В длинный воздухопровод диаметром $D = 60 \text{ мм}$ поступает воздух при $p_1 = 9 \text{ ата}$ и $t = 20^\circ$ или $T = 293^\circ$. В местах его на расстоянии

$l_1 = 100$ и $l_2 = 200$ м от начала забирается воздух в таком количестве, что в начале трубопровода скорость его w равна 30 м/сек.

1. Каковы давления в местах забора воздуха?

2. Проверить, можно ли осуществить такой же расход воздуха, производя забор его на расстоянии 300 м при произвольном низком давлении в этом месте, но не ниже 1 *ата*.

По формуле (20) имеем

$$p_2 = p_1 \sqrt{1 - 2\xi \frac{w_1^2 l}{RT_1 D}}.$$

Подставляя сюда данные выше цифры, а коэффициент трения воздуха принимая равным 0,0012, получаем

$$p_2 = 9 \sqrt{1 - 2 \cdot 0,0012 \frac{30^2 \cdot 100}{29,3 \cdot 293 \cdot 0,060}} = 9 \cdot 0,762 \approx 6,8 \text{ ата} = 5,8 \text{ ат.}$$

Такое давление получается на расстоянии 100 м; на расстоянии 200 м давление получится, если под корнем вместо 100 подставим 200. После решения получим

$$p_2 = 9 \cdot 0,415 = 3,73 \text{ ата} = 2,73 \text{ ат.}$$

В обоих случаях расход свободного воздуха одинаков:

$$V_0 = \frac{0,060^3}{4} 30 \cdot 9 = 0,76 \text{ м}^3/\text{сек}$$

или

$$0,76 \cdot 60 = 45,6 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

В конце третьего участка на длине 300 м выражение под корнем формулы (20) отрицательное. Таким образом, напорное давление 9 *ата* в начале трубопровода совершенно теряется, не доходя до конца участка в 300 м.

Найдём, на какой длине ещё возможен забор данного количества воздуха.

Так как давление p не может упасть ниже 1 *ата*, то из формулы (20) получаем

$$1 = 9 \sqrt{1 - 2 \cdot 0,0012 \frac{30^2 l}{29,3 \cdot 293 \cdot 0,060}}.$$

Это условие удовлетворяется при $l = 235$ м.

Оставляя заданную длину 300 м, определим скорость и максимальный расход воздуха V , возможный при этой длине:

$$1 = 9 \sqrt{1 - 2 \cdot 0,0012 \frac{w^2 300}{29,3 \cdot 293 \cdot 0,06}}.$$

откуда находим

$$w = 26,8 \text{ м/сек,}$$

а расход V_0 находим из равенства (21):

$$V_0 = w p_1 \omega;$$

$$V_0 = 26,8 \cdot 9 \frac{\pi \cdot 0,06^2}{4} = 0,67 \text{ м}^3/\text{сек}$$

или

$$V_0 = 0,67 \cdot 60 = 40,2 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

В большинстве случаев стандартных установок пользуются готовыми таблицами для определения диаметров труб, величин падения давления, пропускной способности трубы и т. д. (см. табл. 20).

б) Местные потери давления

Местные потери получаются в местах нахождения вентилей, кранов, клапанов, ответвлений, колен и т. д. (см. табл. 21 и 22 на стр. 225)

Опытами установлено, что эти потери давления зависят не только от устройства деталей и препятствий, но также и от скорости движения воздуха, причём потери пропорциональны квадратам скоростей благодаря наличию вихрей, ударов и сжатий струй. Кроме того, величины этих местных сопротивлений пропорциональны также плотности воздуха, т. е. удельному весу γ . Отсюда и получается формула

$$\Delta p = \eta \frac{w^2 \gamma}{2g} = \kappa z / m^2; \quad (22)$$

для перевода в технические атмосферы эту формулу надо помножить на $\frac{1}{10\,000}$

$$\Delta p = \frac{1}{10\,000} \eta \frac{w^2 \gamma}{2g} \text{ кг/см}^2. \quad (23)$$

Остаётся для каждого рода препятствия найти соответствующий коэффициент сопротивления η .

Из опытов Брабе (см. Шюле, Техническая термодинамика, 1935 г., стр. 341) имеем следующие значения:

для обычных вентилей $\eta = 7-6,5$;

для колен под углом 90° $\eta = 1,5-2$.

Но если дуга такая, что её радиус $r > 10 D$, где D — диаметр трубы, то $\eta = 0$.

Местные сопротивления тормозной магистрали. В 1941 г. в тормозной лаборатории Ростовского института инженеров железнодорожного транспорта доц. Д. Карминский провёл опыты по определению сопротивления прямой трубы диаметром 1", концевых кранов Матросова, концевых кранов обыкновенных пробковых, соединительных рукавов и воздухоочистителя со спиралью Казанцева.

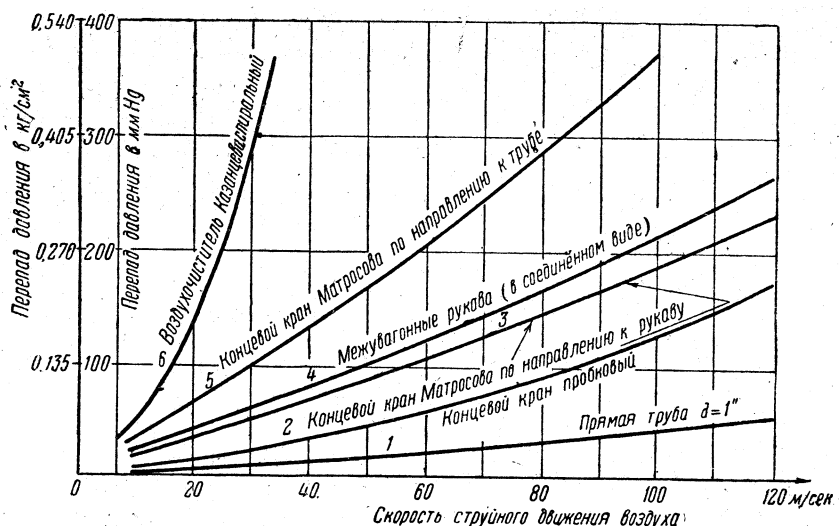
В табл. 18 даются результаты этих испытаний в виде эквивалентных длин в метрах прямой трубы, сопротивление одного метра которой для каждой скорости принимается за единицу.

Таблица 18

Местные сопротивления элементов магистрального тормозного воздухопровода, выраженные в эквивалентной длине прямой трубы и потерях давления

Элементы	v м/сек	10	20	40	60
1. Прямая труба 1"	1,0	1,0	1,0	1,0	
2. Концевой кран Матросова	5,0	7,6	8,2	7,1	
3. Концевой кран пробковый	2,0	1,8	2,5	2,5	
4. Соединительные рукава (два вместе)	4,0	6,0	6,0	5,2	
5. Спиральный воздухоочиститель Казанцева	8,0	15,0	25,0	—	
Потери давления по ртутному столбу в мм					
1. Прямая труба $D=1"$ длиной 1 м	2	5	12	23	
2. Концевой кран Матросова	10	38	98	162	
3. Концевой кран пробковый	4	9	30	57	
4. Соединительные рукава (два вместе)	8	29	71	120	
5. Спиральный воздухоочиститель	75	150	450	—	

Эти же данные изображены графически на фиг. 107.



Фиг. 107. Местные сопротивления тормозной магистрали по данным доц. Д. Карминского, 1941 г.

в) Практические данные о движении воздуха по трубам

При проектировании трубопроводных сетей для сжатого воздуха необходимо учитывать местные сопротивления от вентилях, прямоугольных закруглений и общие сопротивления длинных труб для определения расхода воздуха или, наоборот, при заданном расходе для определения размеров труб и т. п.

Для подобных расчётов можно пользоваться вышеприведёнными теоретическими формулами, но и для небольших проектов проще бывает пользоваться готовыми таблицами, которые приводим ниже.

Пример. Какой диаметр выбрать для воздухопровода длиной 450 м, чтобы при начальном давлении 4 ат по нему протекало 55 м³ свободного воздуха в минуту и чтобы при выходе давление было не менее 3,3 ат?

Из табл. 20, относящейся к давлению 4 ат, мы видим, что для 5-дюймовой трубы длиной 150 м потеря давления для 56 000 л будет 0,2 ат. А так как потеря давления почти пропорциональна длине трубы, то для искомой трубы длиной 450 м потеря давления будет 0,6 ат, т. е. эта труба отвечает поставленному условию, ибо $4 - 3,3 = 0,7 > 0,6$ ат при расходе воздуха даже несколько большем, чем задано.

Можно, конечно, по таблицам решать и обратные задачи: по данным длине и диаметру трубы при заданном начальном давлении и падении давления найти расход воздуха или по расходу найти падение давления и т. д.

Таблица 19
Отношения пропускных способностей труб для сжатого воздуха
(Пользование таблицей показано ниже в примере)

Размер труб в дюймах $D_{вн}$	Размер труб в дюймах $D_{вн}$									
	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5
1	1	0,48	0,27	0,14	0,07	0,05	—	—	—	—
1 1/4	2,1	1	0,55	0,29	0,16	0,10	0,06	—	—	—
1 1/2	3,7	1,8	1	0,53	0,29	0,18	0,11	0,08	—	—
2	7,1	3,4	1,9	1	0,53	0,33	0,21	0,14	0,10	—
2 1/2	13,4	6,3	3,5	1,9	1	0,63	0,40	0,27	0,20	0,15
3	21,4	10,3	5,7	3,0	1,6	1	0,67	0,43	0,32	0,23
3 1/2	—	16,1	9,0	4,7	2,5	1,5	1	0,68	0,50	0,38
4	—	—	13,1	6,9	3,7	2,3	1,4	1	0,71	0,38
4 1/2	—	—	—	9,6	5,0	3,1	2,0	1,4	1	0,77
5	—	—	—	—	6,7	4,4	2,6	1,8	1,3	1

Таблица 20

Количество свободного воздуха в л/мин, проходящего по трубам разного диаметра при разных падениях давления

Внутренний диаметр труб		Падение давления на длине 150-м в ат						
мм	дюймы	0,075	0,15	0,20	0,35	0,60	0,65	0,85
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Начальное давление 3 ат								
25,4	1	390	560	670	840	950	1 000	1 100
31,7	1 1/4	760	1 000	1 240	1 520	1 750	1 920	2 100
38,1	1 1/2	1 200	1 700	2 050	2 550	2 900	3 150	3 400
50,8	2	2 700	3 700	4 500	5 600	6 400	7 000	7 500
63,5	2 1/2	4 850	6 700	8 200	10 000	11 500	12 700	13 600
76,7	3	8 000	11 000	13 200	16 500	18 800	20 500	22 500
88,9	3 1/2	11 800	16 500	20 000	24 800	28 000	30 800	33 500
101,6	4	17 000	23 500	28 000	35 000	40 000	43 500	47 000
114,3	4 1/2	22 800	31 700	38 000	47 500	54 000	59 000	64 000
127,0	5	30 000	41 500	50 000	62 000	70 500	77 000	85 000
Начальное давление 4 ат								
25,4	1	450	620	750	950	1 100	1 200	1 350
31,7	1 1/4	820	1 150	1 400	1 750	2 000	2 200	2 400
38,1	1 1/2	1 380	1 900	2 300	2 900	3 300	3 600	4 000
50,8	2	3 000	4 200	5 000	6 400	7 300	8 000	8 900
63,5	2 1/2	5 100	7 500	9 200	11 500	13 200	14 600	16 000
76,7	3	8 900	12 500	15 000	19 000	21 700	24 000	26 500
88,9	3 1/2	13 000	18 500	22 500	28 000	32 000	36 000	38 000
101,6	4	19 500	26 000	31 000	40 000	45 000	50 000	55 000
114,3	4 1/2	25 500	36 000	43 000	54 000	62 000	68 000	75 000
127,0	5	33 500	47 000	56 000	70 000	80 000	90 000	100 000
Начальное давление 5 ат								
25,4	1	500	700	850	1 100	1 250	1 350	1 500
31,7	1 1/4	900	1 260	1 550	1 950	2 250	2 550	2 750
38,1	1 1/2	1 500	2 100	2 550	3 200	3 700	4 100	4 500
50,8	2	3 300	4 600	5 600	7 000	8 000	9 000	10 000
63,5	2 1/2	6 000	8 300	10 000	12 800	14 800	16 200	18 200
76,7	3	9 800	13 600	16 500	21 000	24 500	26 500	29 500
88,9	3 1/2	14 500	20 000	24 500	31 000	36 000	40 000	44 000
101,6	4	20 000	28 000	35 000	44 000	50 000	56 000	62 000
114,3	4 1/2	28 000	39 000	47 000	60 000	69 000	76 000	85 000
127,0	5	36 000	50 000	62 000	78 000	90 000	100 000	110 000
Начальное давление 6,5 ат								
25,4	1	540	760	940	1 130	1 360	1 500	1 700
31,7	1 1/4	1 000	1 380	1 680	2 100	2 450	2 750	3 100
38,1	1 1/2	1 600	2 250	2 700	3 500	4 000	4 500	5 000
50,8	2	3 600	5 000	6 000	7 700	9 000	10 000	11 000
63,5	2 1/2	6 500	9 000	11 000	14 000	15 000	18 000	20 000
76,7	3	10 500	15 000	18 000	23 000	26 500	29 000	32 500
88,9	3 1/2	16 000	22 000	27 000	34 000	39 000	44 000	49 000
101,6	4	22 500	31 000	38 000	48 000	55 000	62 000	70 000
114,3	4 1/2	30 000	42 500	51 000	65 000	75 000	84 000	95 000
126,0	5	40 000	55 000	67 000	85 000	100 000	110 000	120 000
Начальное давление 7,5 ат								
25,4	1	570	820	1 440	1 700	1 480	1 660	1 820
31,7	1 1/4	1 030	1 480	1 950	2 280	2 680	2 980	3 350
38,1	1 1/2	1 720	2 450	3 100	3 800	4 400	4 900	5 500
50,8	2	3 600	5 400	7 000	8 300	9 600	10 800	12 000
63,5	2 1/2	7 090	9 700	12 600	15 000	17 800	19 300	22 000
76,7	3	11 200	16 000	20 500	24 500	28 500	32 000	36 000
88,9	3 1/2	17 000	23 500	30 000	36 000	43 000	47 000	53 000
101,6	4	24 000	33 500	43 500	52 000	60 000	67 000	75 000
114,3	4 1/2	32 500	45 500	58 000	70 000	82 000	91 000	100 000
127,0	5	42 500	60 000	77 000	92 000	106 000	120 000	134 000

Пример. Пропускная способность 3-дюймовой трубы (табл. 19) (в крайнем левом столбце) равняется 43% от 4-дюймовой (в верхней строчке).

Или пропускная способность 2 1/2-дюймовой трубы равняется 15% от 5-дюймовой.

При разветвлениях нужно выбирать такие диаметры, чтобы сумма их пропускных способностей была не менее пропускной способности главной трубы.

Таблица 21

Потеря давления вследствие прямоугольных закруглений разных радиусов

Средний радиус закругления, выраженный числом внутренних диаметров трубы	5	3	2	1 1/2	1 1/4	1	3/4	1/2
Эквивалентная добавочная (фиктивная) длина трубы в м	2,40	2,5	2,75	3,15	3,90	5,35	10,7	37,0
Потеря давления в ат, если известна скорость струи w в м/сек	0,28 w ²	0,037 w ²	0,051 w ²	0,70 w ²	0,089 w ²	0,115 w ²	—	—

Таблица 22

Потеря давления вследствие сопротивления вентилей

Диаметр трубы в дюймах	1	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	5
Длина трубы в м, эквивалентная одному вентилю	0,6	1,2	2,1	3,0	4,0	6,0	8,5	

§ 32. РАСХОД ВОЗДУХА НА ТОРМОЗ

Сжатый воздух расходуется на тормоз двояко:

1) на тормозные операции при следовании поездов в пути и вообще на поддержание давления в тормозной сети;

2) на проверку работы тормозов и на зарядку поездных составов на контрольных пунктах.

Первый расход производится за счёт воздуха, вырабатываемого тормозным компрессором на локомотиве, второй расход — за счёт стационарных местных компрессорных установок.

Оба расхода рассмотрим в отдельности.

а) Расход воздуха в пути на торможение и определение требуемой производительности компрессора

Каждый товарный или пассажирский поездной состав, ведомый локомотивом, можно рассматривать в тормозном отношении как самостоятельно существующую агрегатную единицу, и поэтому все расчёты в отношении снабжения и расхода воздуха будем относить к этой единице. Расчёты расхода воздуха нужны для проверки соответствия производительности существующих насосов или компрессоров на локомотивах требуемым расходам воздуха на тормозные и другие пневматические операции в пути; по этим же расчётам определяются и выбираются тип и мощность компрессора для новых типов локомотивов или моторных вагонов, а также вычисляется расход пара или электроэнергии, т. е. стоимость торможения. Во всех этих и подобных случаях вполне достаточно знать максимальный расход воздуха в одном поездном составе средней или максимальной длины.

Будем определять расход воздуха в объёмном измерении, приведённом к свободному состоянию — к одной технической абсолютной атмосфере при средней внешней температуре нуль. Поэтому на основании закона Бойля $pV = \text{const}$, при любом изменении давления с p_1 на p_2 в объёме V какого-нибудь резервуара или трубы мы можем определить количество поступившего в этот объём или ушедшего из него свободного воздуха на основании равенства:

$$V(p_1 - p_2) = V_{\text{св}} p_0,$$

где p_0 давление свободного воздуха, равное 1 *ата*. Поэтому:

$$V_{\text{св}} = V(p_1 - p_2) = V \Delta p, \quad (24)$$

что словами можно выразить так: количество утекшего (или притекшего) свободного воздуха равно произведению величины изменения давления на объём резервуара или трубы, заключающих в себе этот воздух.

При рассмотрении вопроса расходования воздуха в пути на торможение мы не будем учитывать первоначальный расход на зарядку тормоза, так как это обычно составляет настолько незначительную часть всего общего расхода, что она без заметной погрешности может быть отброшена.

Расчёт расхода воздуха сводится к определению суммы объёмов воздуха, расходуемого на пополнение утечек, и объёма воздуха, расходуемого на тормозные процессы и на вспомогательные механизмы. Соответственно этому необходимо его вести по следующему плану. Надо:

- 1) определить сумму объёмов всех заряжённых воздухом резервуаров и труб для учёта утечек;
- 2) определить сумму объёмов резервуаров и труб, из которых расходуется сжатый воздух на тормозные операции;
- 3) определить расход воздуха на утечки в час по заданной максимальной норме;
- 4) определить разовый расход воздуха на одно полное торможение и отпуск;
- 5) выяснить число возможных торможений в час;
- 6) определить сумму расхода воздуха на торможение в час;
- 7) определить разовый расход воздуха на подсобные функции песочницы, реверса и др.;
- 8) выяснить возможное максимальное число раз применения воздуха для каждого подсобного механизма на локомотиве;
- 9) определить сумму расхода воздуха на все подсобные механизмы в час;
- 10) взять сумму расхода воздуха, отмеченного в п. 3, 6 и 9, т. е. на утечки, торможения и подсобные механизмы, для определения общего расхода воздуха в час при следовании поезда в пути;
- 11) установить коэффициент неравномерности расхода воздуха и определить требуемую производительность компрессора на локомотиве, а также определить размеры главных резервуаров.

При электропоездной системе, состоящей из секций, расход воздуха рассчитывается на одну секцию, состоящую из одного моторного вагона и двух прицепных вагонов, считая, что каждая секция имеет один мотор-компрессор и один или несколько главных резервуаров.

Рассмотрим в отдельности каждый из перечисленных выше элементов намеченного плана.

1. Определение суммы объёмов всех резервуаров и труб, входящих в систему тормоза. Объём в литрах 1 *пог. м* трубы диаметром 1" в свету:

$$q_1 = \frac{\pi D^2}{4} 10 = \frac{3,14 \cdot 0,254^2}{4} 10 = 0,506 \text{ л, округлённо } 0,5 \text{ л.}$$

Соответственно объёмы 1 м трубы диаметром

$$\begin{aligned} D = 1\frac{1}{4}'' \quad q_2 &= 0,790 \text{ л}, \\ D = 3\frac{3}{4}'' \quad q_2 &= 0,283 \text{ л}, \\ D = 1\frac{1}{2}'' \quad q_2 &= 0,123 \text{ л}. \end{aligned}$$

Назовём:

q_m — объём всей магистрали поезда, включая и локомотив. Если длина всей магистрали вместе с соединительными гибкими рукавами равна l_m , то $q_m = 0,5 \cdot l_m$;

$q_{отр}$ — объём всех отростков магистрали. Если длина каждого отростка у воздухораспределителя равна l_1 , а к стоп-крану l_2 и число первых отростков n_1 и вторых n_2 , то сумма объёмов тех и других в зависимости от диаметра:

$$q_{отр} = \Sigma q l;$$

$q_{з.р.}$ — объём всех запасных резервуаров в поезде. Если они однотипные и объём каждого a , то при наличии n тормозных вагонов имеем:

$$q_{з.р.} = an.$$

Если же они разнотипные, то:

$$q_{з.р.} = \Sigma a;$$

$q_{д.к.}$ — объём всех дополнительных камер при воздухораспределителях, если таковые имеются. Камера при воздухораспределителе типа М = 9,5 л;

$q_{з.к.}$ — сумма объёмов золотниковых камер в воздухораспределителях системы Матросова. Одна камера равна 2,75 л;

$q_{гл.р.}$ — объём главных резервуаров на локомотиве или моторвагоне вместе с напорными трубами;

$q_{у.р.}$ — объём уравнительного резервуара при кране машиниста;

$q_{др}$ — объём резервуаров и труб прочих вспомогательных частей тормоза, свистковый или контакторный резервуар и пр.

Называя сумму всех перечисленных объёмов $Q_{сеть}$, имеем:

$$Q_{сеть} = q_m + q_{отр} + q_{з.р.} + q_{д.к.} + q_{з.к.} + q_{гл.р.} + q_{у.р.} + q_{др}, \quad (25)$$

причём каждое из слагаемых правой части равенства относится ко всему поезду.

2. Определение суммы объёмов резервуаров и труб, из которых расходуется воздух на тормозные операции. Из всех перечисленных элементарных объёмов только следующие наполнены воздухом, расходуемым во время торможения:

q_m — объём магистрали;

$q_{отр}$ — объём отростков магистрали;

$q_{з.р.}$ — объёмы запасных резервуаров;

$q_{з.к.}$ — объёмы золотниковых камер;

$q_{у.р.}$ — объём уравнительного резервуара при кране машиниста.

Называя сумму последних объёмов $Q_{тор}$, имеем

$$Q_{тор} = q_m + q_{отр} + q_{з.р.} + q_{з.к.} + q_{у.р.} \quad (26)$$

3. Определение расхода воздуха на утечки. Тормозная сеть в поезде независимо от длины последнего должна согласно техническим условиям быть настолько плотной, чтобы после зарядки её сжатым воздухом давления 5 ат и отъединения затем от источника питания это давление не падало быстрее 0,2 ат в 1 мин. Хотя при низких давлениях во время торможения, например при 3,8 ат, при той же плотности магистрали утечка будет меньше, всё же мы для простоты расчётов примем норму утечки одинаковой при всех тормозных давлениях. Получающаяся от этого погрешность мала и, кроме того, она идёт в пользу обеспечения тормоза сжатым воздухом.

При заданной норме утечек мы определяем расход воздуха на пополнение их в час. Называя этот расход буквой $V_{ут}$, имеем

$$V_{ут} = 0,2 \cdot 60 Q_{сет} , \quad (27)$$

где $Q_{сет}$ берём по выражению (25).

4. Определение расхода воздуха на одно полное торможение. При полном торможении давление в магистрали снижается на $1,2 \text{ ат}$. Обычно такое же давление, как в магистрали, устанавливается к концу торможения в запасных резервуарах и других местах, сумму объёмов которых согласно (26) мы назвали $Q_{тор}$. При отпуске необходимо восстановить зарядное давление, на что израсходуется свободного воздуха

$$V_{1 тор} = 1,2 Q_{тор} . \quad (28)$$

5. Определение числа возможных торможений в час. Затем по условиям эксплуатации подсчитывается в среднем число остановок на станциях, платформах и в других местах в течение часа.

Если таких данных собрать невозможно, то принимается следующее среднее максимальное число торможений в час:

а) в районах густонаселённых мест с пригородным движением: 12 торможений в час для пассажирских дачных поездов и 9 торможений для местных поездов;

б) для товарных поездов принимается в среднем 6 торможений в час.

В местах малозаселённых с нечастыми остановками вышеприведённые числа остановок можно уменьшить на $1/3$.

Для горных участков расход воздуха на торможение удваивается.

Надо заметить, что все эти торможения предполагаются полные. На самом же деле чаще всего производится ступенчатое торможение с меньшим расходом воздуха, этого, однако, не учитываем, так как нам важно иметь цифры, гарантирующие возможные максимумы расхода воздуха.

6. Определение расхода воздуха на торможение в час. Назовём выявленное число торможений в час буквой k . Тогда, назвав общий объём свободного воздуха, расходуемого на торможения, через $V_{тор}$, на основании выражения (28) имеем:

$$V_{тор} = 1,2 k Q_{тор} \text{ л/час}; \quad (29)$$

где $1,2 \text{ ат}$ — величина снижения давления.

7. Определение разовых расходов воздуха на подсобные механизмы. Воздух может расходоваться непосредственно из главного резервуара, например на песочницу, свисток, реверс, закрытие дверей и пр.

Объёмы свободного воздуха, расходуемого на эти функции, учитываются на основании данных опыта, указанных ниже. Принимаем для их обозначения следующие символы:

$v_{св}$ — объём свободного воздуха на свисток. По данным практики на свисток расходуется за 1 мин. непрерывного действия 500 л. На одну подачу свистка длительностью 3 сек. потребуется израсходовать 25 л;

$v_{пес}$ — объём свободного воздуха на песочницу. Расход примерно такой же, как на свисток, — 500 л/мин, но большей длительности на одну подачу, примерно вдвое, т. е. расход 50 л;

$v_{дв}$ — объём свободного воздуха на закрытие и открытие дверей. Примерно расходуется 100 л на открытие и закрытие дверей на одной секции электропоезда;

$v_{конт}$ — объём свободного воздуха на приведение в действие контакторов тяговых моторов. По данным завода «Динамо» им. Кирова на один пуск моторов расходуется до 35 л свободного воздуха (в электропоездах);

$v_{рев}$ — объём свободного воздуха на управление реверсом на паровозах. На один перевод можно считать 25 л.

На основании изучения графика движения поездов, профиля пути, сигнализации определяются число торможений и число остановок; так же практически определяются число подач в час свистков, число приведения в действие песочниц, открытия и закрытия дверей, если таковое управление имеется, число пусков и выключений тяговых моторов при отправлениях и в пути и т. д., причём всегда принимаются во внимание неблагоприятные случаи, например, для песочницы гололедица или листопад и т. п. Наметив число n раз применения тех или иных добавочных пневматических приспособлений в час, можно написать сумму расхода воздуха на них

$$v_{др} = \Sigma v n \text{ л/час.} \quad (30)$$

Общий часовой расход свободного воздуха определяется путём сложения выражений (27), (29) и (30)

$$V_{общ} = V_{ут} + V_{тор} + V_{др} \text{ л/час,} \quad (31)$$

или

$$V_{общ} = 0,2 \cdot 60 Q_{сеть} + 1,2 k Q_{тор} + \Sigma v n \text{ л/час.}$$

Для определения производительности насоса или компрессора нам надо учесть ещё неравномерность найденного общего расхода $V_{общ}$, ибо он может быть в течение одного промежутка времени значительно больше, чем в течение другого.

На основании практики, с одной стороны, и принимая во внимание наличие главных резервуаров, играющих в некоторой степени роль аккумуляторов, коэффициент неравномерности ν можно принять для паровой тяги 2, а для электротяги 3. Последнее объясняется желанием по возможности уменьшить число пусков мотор-компрессоров в час, вводя интервалы стоянок компрессора за счёт более широких границ между высшим и низшим пределами колебаний давлений воздуха в главных резервуарах, например при 8 ат компрессор должен останавливаться, а при 6,5 ат — трогаться. Это облегчает и работу контакторов и трогание с места мотор-компрессора без реостата.

Следовательно, производительность компрессора в 1 мин. должна быть равна

$$V_{компр} = \nu \frac{V_{общ}}{60}. \quad (32)$$

Например, для паровоза при $\nu = 2$

$$V_{нас} = 2 \frac{V_{общ}}{60} = 0,033 V_{общ}.$$

Для электровоза при $\nu = 3$

$$V_{компр} = 3 \frac{V_{общ}}{60} = 0,05 V_{общ}.$$

Необходимо придавать большое значение правильному подсчёту производительности насоса. Выгоднее иметь в эксплуатации избыток воздуха, чем недостаток его. В случае недостатка воздуха компрессор от перенапряжённой работы греется, смазка горит и он портится; могут происходить неполадки в работе тормозов и в работе контакторов или других частей пневматики. Наоборот, некоторый избыток воздуха значительно облегчает работу компрессора, так как во время остановок он успевает остывать, а при мотор-компрессоре контакторы не так обгорают, управление тормозами и работа последних обеспечены холодным воздухом с малым содержанием влажности.

Для пояснения изложенного порядка расчёта расхода воздуха сделаем такой примерный расчёт.

Пример. Состав товарного поезда состоит из 75 четырёхосных вагонов, все они оборудованы тормозами системы Матросова.

Объём каждого запасного резервуара 55 л.

Объём дополнительной камеры 9,5 л.

Объём золотниковой камеры 2,5 л.

Длину магистрали примем равной 1 050 м.

Отросток $1/2''$ к воздухораспределителю $l_1 = 1,5$ м.

Стоп-кранов по числу площадок $n = 25$. Отростки $3/4''$, длиной $l_2 = 1,75$ м.

Объем главных резервуаров на локомотиве 1 000 л.

Объем уравнительного резервуара при кране машиниста 8 л.

Реверс на паровозе с пневматическим приводом. Полагаем 20 перестановок его в час по 25 л, всего 500 л/час.

Песочница пневматическая. В исключительных случаях приводится в действие до 10 раз в час по 50 л, всего 500 л/час.

Плотность тормозной сети принимаем 0,20 ат/мин.

При этих данных имеем:

q_m	1050 × 0,5 =	525 л,
$q_{отр}$	1,5 × 75 × 0,123 + 1,75 × 25 × 0,283 =		151,
$q_{з.р.}$	55 × 75 =	4 125,
$q_{д.к.}$	9,5 × 75 =	712,
$q_{з.к.}$	2,5 × 75 =	187,
$q_{г.р.}$		= 1 000,
$q_{ур.р.}$		= 8,
			$Q_{сеть} = 6 708$

Таков объем всей тормозной сети.

Из всех элементарных объемов только $q_{г.р.}$, т. е. объем главного резервуара, является пассивным во время торможения. Поэтому:

$$Q_{тор} = 6 708 - 1 000 = 5 708 \text{ л.}$$

По формуле (27) определяем количество воздуха, расходуемого на утечки в час во всем поезде:

$$V_{ум} = 0,20 \cdot 60 \cdot Q_{сеть} = 0,20 \cdot 60 \cdot 6 708 = 80 000 \text{ л/час.} \quad (33) \text{ (I)}$$

А без главного резервуара, т. е. только сеть в одном составе поезда:

$$V_{ум} = 0,20 \cdot 60 \cdot 5 708 = 68 000 \text{ л/час.} \quad (33) \text{ (II)}$$

Расход (I) нужен для подсчета мощности компрессора, а расход (II) для определения характеристики крана машиниста.

По формуле (29) определяем часовой расход воздуха на торможение. Число торможений k в час берем равным 5 (учитываются полные торможения, эквивалентные большему числу неполных торможений). Имеем

$$V_{тор} = 1,2 k Q_{тор} = 1,2 \cdot 5 \cdot 5 708 = 32 000 \text{ л/час.} \quad (33) \text{ (III)}$$

Характерно то, что на утечки расходуется воздуха вдвое больше, чем на торможения, и это при условии, что плотность магистрали удовлетворяет предписанной норме.

Отсюда заключаем о большом значении плотного содержания тормозной сети,

На реверс и песочницу на паровозе идет воздуха

$$V_{др} = 500 + 500 = 1 000 \text{ л/час.}$$

По формуле (31) находим общий расход в час

$$V_{общ} = V_{ум} + V_{тор} + V_{др};$$

$$V_{общ} = 80 000 + 32 000 + 1 000 = 113 000 \text{ л/час.}$$

Наконец по формуле (32) определяем требуемую производительность паровоздушного насоса:

$$V_{нас} = 0,033 \cdot 113 000 = 37 000 \text{ л/мин.}$$

На электровозах же мотор-компрессор должен иметь производительность

$$V_{компр} = 0,05 \cdot 113 000 = 5 500 \text{ л/мин.}$$

б) Определение объёма главного резервуара на локомотиве

Для определения объёма главного резервуара необходимо руководствоваться прежде всего соображениями отпуска тормоза после полного торможения. Нам известно, что время полного отпуска всего поезда определяется по времени отпуска хвоста. В пассажирском поезде это время приблизительно 15 сек., а в товарном — 120 сек. При этих условиях задаются допустимым падением давления в главном резервуаре, которое вместе с работой насоса должно обеспечить отпуск и зарядку тормоза, например с 8 до 7 ат. Следовательно, падение давления, равное 1 ат, помноженное на объём главного резервуара, даст объём воздуха, который пойдёт на зарядку тормоза, учитывая и подачу компрессора. Если производительность последнего настолько большая, что он может один без резервуара пополнять расход воздуха, требующийся для отпуска тормоза, то объём главного резервуара определяется из условий равномерности подачи по объёму, описываемому поршнем всасывающего цилиндра, на основании эмпирической формулы

$$Q_{рез} \geq 40 FS, \quad (34)$$

где F — площадь всасывающего поршня;
 S — ход поршня.

По формуле (34) вообще проверяется объём главного резервуара как существующего, так и вновь рассчитанного.

Расчёт объёма главного резервуара в отношении запаса воздуха надо производить следующим образом: при отпуске тормоза после полного торможения необходимо зарядить всю тормозную сеть до 5 ат в течение t мин. Так как при полном торможении давление снижается на 1,2 ат в объёме, который мы назвали $Q_{сеть}$, то теперь при отпуске надо заполнить израсходованный объём и в то же время пополнить утечки. Следовательно в $t_{мин}$ необходимо подать свободного воздуха

$$V_{отп} = 1,2 Q_{сеть} + 0,3 Q_{сеть} t,$$

где 0,3 ат/мин — завышенная (в запас) норма утечек.

Этот воздух должен быть пополнен за счёт работы насоса и за счёт падения давления в главном резервуаре не более как на Δp (заданная величина). На основании этого можем написать уравнение

$$V_{компр} t + Q_{рез} \Delta p = 1,2 Q_{сеть} + 0,3 Q_{сеть} t,$$

откуда

$$Q_{рез} = \frac{1,2 Q_{сеть} + 0,3 Q_{сеть} t - V_{компр} t}{\Delta p} \quad (35)$$

или

$$\Delta p = \frac{1,2 Q_{сеть} + 0,3 Q_{сеть} t - V_{компр} t}{Q_{рез}}, \quad (36)$$

где $V_{компр}$ — производительность компрессора (насоса) в 1 мин.;

t — время отпуска (для товарного поезда из 100 двухосных вагонов 2 мин., для пассажирского длинного поезда 15 сек.);

Δp — допускаемая величина падения давления в главном резервуаре (на паровозе 2 ат, на электровозе 1,5 ат);

$Q_{сеть}$ — объём в тормозной сети, принимающий участие в расходе воздуха на торможение.

Пример 1. Производительность насоса на паровозе $V_{насос} = 1800$ л/мин; время t полного отпуска равно 2 мин. Для товарного поезда $Q_{тор} = 3000$ л. $Q_{сеть} = 4000$ л. Падение давления в главном резервуаре Δp не более 2 ат (с 8 до 6 ат). При этих условиях объём резервуара по формуле (35)

$$Q_{рез} = \frac{1,2 \cdot 3000 + 0,3 \cdot 2 \cdot 4000 - 2 \cdot 1800}{2} = 1700 \text{ л.}$$

Проверяем найденный объём по формуле (34) на равномерность подачи

$$Q_{рез} = 40FS.$$

Площадь большого поршня тандем-насоса $F = 5,7 \text{ дцм}^2$, а ход этого поршня равен $2,6 \text{ дцм}$, поэтому

$$Q_{рез} = 40 \cdot 5,7 \cdot 2,6 = 583 \text{ л},$$

т. е. по этой формуле резервуар может быть меньшим. Значит, объём 1800 л является удовлетворительным.

Пример 2-й. Определить падение давления в главном резервуаре при отпуске тормоза товарного поезда, объём тормозной сети которого $Q_{тор} = 3000 \text{ л}$, а общий $Q_{сеть} = 4000 \text{ л}$. Производительность компаунд-насоса 3500 л , время отпуска $t = 2 \text{ мин.}$, объём главных резервуаров 1000 л . Из формулы (36) определяем

$$\Delta p = \frac{1,2 \cdot 3000 + 0,3 \cdot 2 \cdot 4000 - 2 \cdot 3000}{1000} = -0,8 \text{ ат},$$

отрицательный знак показывает, что в резервуаре не только не упадёт давление, но если бы регулятор хода насоса не задерживал работу его, то давление в главном резервуаре за 2 мин. отпуска тормоза ещё поднялось бы на $0,8 \text{ ат}$. Резервуар необходимо ещё проверить по формуле (34) на равномерность подачи.

Площадь большого поршня компаунд-насоса $= 7,06 \text{ дцм}^2$ и ход его $S = 3,7 \text{ дцм}$.

Поэтому

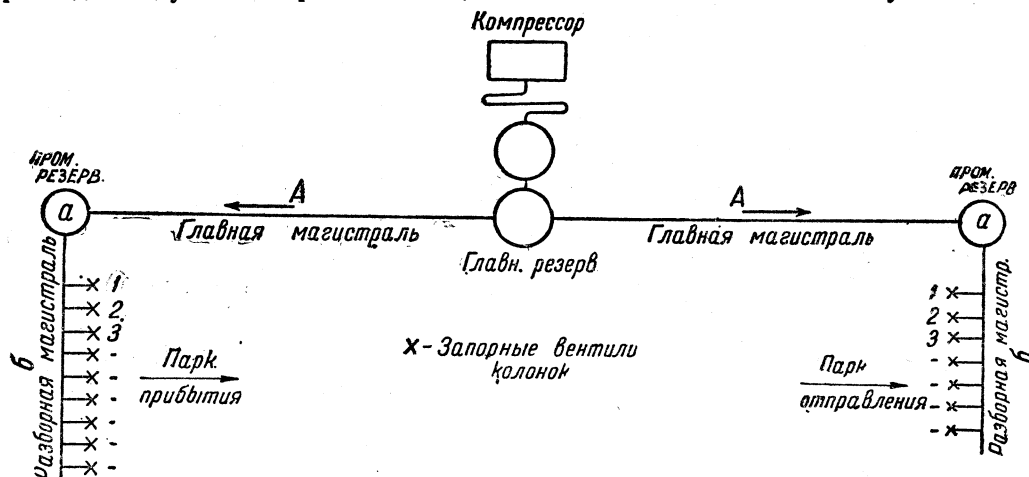
$$Q_{рез} = 40 \cdot 7,06 \cdot 3,7 = 1044 \text{ л}.$$

Можно считать, что объём резервуара в 1000 л удовлетворяет этому условию.

Кроме этих поверочных расчётов, необходимо принять во внимание значение величины внешней поверхности главного резервуара для охлаждения воздуха. Поэтому рекомендуется делать несколько резервуаров. Об этом подробно см. § 36.

в) Подсчёт компрессорной установки и трубопроводной сети контрольного пункта для зарядки и испытания автотормозов

Общий ход расчёта примерно такой же, как и в пункте а) для определения расхода воздуха на торможения. Здесь только добавляются новые условия: од-



Фиг. 108. Схема трубопроводов контрольного пункта

новременная зарядка нескольких составов и большая длина магистралей ввиду отдалённости компрессорного здания контрольного пункта от мест потребления воздуха.

Обычно компрессорная установка контрольного пункта обслуживает парк «путей отправления» и парк «путей прибытия» с расположением её приблизительно в центре между этими парками (фиг. 108).

Тогда главная магистраль воздухопровода имеет вид двух ответвлений от компрессорной станции. Длина каждого ответвления A м. В конце ответвления перед пунктом разбора воздуха устанавливаются запасные резервуары a и от них идущие поперёк путей ещё ответвления к разборным колонкам 1, 2, 3. Эти ответвления называются «разборными магистралями». Пусть длина каждого равна b . Тогда общая длина каждой ветви магистрали воздухопровода будет $A + b$, где участок A является главным, а b — разборным.

Режим работы компрессорной установки на контрольном пункте определяется среднесуточным пропуском числа пар поездов с учётом неравномерности скопления поездов.

Компрессорная установка должна обеспечить как максимальный случай зарядку и испытание одновременно трёх составов.

Для определения диаметра магистральных труб можно пользоваться табл. 20 § 31, принимая во внимание падение давления на всей длине, делённой на участки в 150 м, а также учитывая местные сопротивления.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ПАРОВОЗДУШНЫЕ НАСОСЫ

§ 33. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВАХ ВОЗДУХА

а) О состоянии воздуха

Из курса термодинамики известно, что для точного определения состояния заданного весового количества газа необходимо знать по крайней мере два из трёх следующих параметров: 1) давление, 2) объём и 3) температуру, ибо третий параметр всегда может быть найден из следующего характеристического уравнения

$$Vp = GRT, \quad (1)$$

где p — давление в метрических атмосферах в $\text{кг}/\text{м}^2$. Если даны технические атмосферы в $\text{кг}/\text{см}^2$, то надо умножить их на 10 000.

V — полный объём воздуха;

G — вес его;

R — газовая постоянная, равная приблизительно 29,3;

T — абсолютная температура $273 + t$.

В практических решениях задач непринятие во внимание одного из указанных выше параметров приводит к неопределёностям и ошибкам.

Например, если при измерении производительности компрессора мы знаем только объём резервуара, куда накачивается воздух, и давление, но не знаем температуру как в резервуаре, так и до поступления в компрессор, то этих данных оказывается недостаточно, чтобы точно определить количество свободного воздуха, подаваемого компрессором в 1 мин. Объясняется это тем, что воздух, засосанный при наружной температуре, в резервуаре может иметь повышенную температуру, не зная которой, мы никак не можем привести объём сжатого воздуха к условиям всасывания.

Давление воздуха иногда принимается в килограммах на квадратный метр, когда это давление надо вводить в формулы, содержащие величины метрической размерности, например, $g = 9,8 \text{ м}/\text{сек}^2$ или $w \text{ м}/\text{сек}$ и т. п. Но для практических выводов будем принимать давление в технических атмосферах, т. е. в килограммах на квадратный сантиметр. Зависимость между этими двумя единицами давления следующая:

$$1 \text{ кг}/\text{м}^2 = \frac{1 \text{ кг}}{10\,000 \text{ см}^2} = 0,0001 \text{ кг}/\text{см}^2.$$

Манометры измеряют не абсолютное давление воздуха, а разность между абсолютным давлением его и барометрическим давлением окружающей атмосферы.

$$P_{\text{ман}} = P_{\text{абс}} - P_{\text{бар}}.$$

Манометрическое давление $P_{\text{ман}}$ является избыточным, или рабочим, давлением. Чтобы получить точное абсолютное давление сжатого в резервуаре воздуха, надо сложить атмосферное давление с избыточным. Атмосферное давление

измеряется высотой ртутного столба по барометру. Измеренное таким образом внешнее давление необходимо перевести в технические атмосферы, помня, что высота 737,4 мм ртутного столба при нуле°С эквивалентна 1 технической атмосфере $= 1 \text{ кг/см}^2$, или 10 000 кг/м^2 . Следовательно, чтобы перевести барометрическое давление в технические атмосферы, надо высоту столба барометра разделить на 737,4.

Пример. Манометр показывает давление 5 ат. Каково будет абсолютное давление воздуха в резервуаре, если атмосферное давление равно 650 мм рт. ст.

Так как 735,6 мм рт. ст. $= 1 \text{ кг/см}^2$, то 650 мм эквивалентны:

$$\frac{650}{737,4} = 0,88 \text{ кг/см}^2,$$

то

$$p = 5 + 0,88 = 5,88 \text{ кг/см}^2.$$

Тормозная практика, однако, не требует такой точности расчётов, и поэтому давление окружающей нас атмосферы можно принимать в расчётах равным 1 кг/см^2 .

В Англии и в США давление измеряется в фунтах на квадратный дюйм:

$$1 \text{ кг/см}^2 = 14,223 \text{ фунт/дюйм}^2.$$

Заметим, что 71 $\text{фунт/дюйм}^2 \approx 5 \text{ ат}$ и 100 $\text{фунт/дюйм}^2 \approx 7 \text{ ат}$.

В практике иногда встречаются импортные манометры, у которых шкалы градуированы в фунтах на квадратный дюйм. В американских или английских журналах и в справочниках встречаются те же измерения. Поэтому считаем нужным поместить табл. 23 (на стр. 237) перевода их на технические атмосферы.

Удельный вес воздуха (вес 1 м^3) при стандартном давлении в 1 ат и влажности 50% равен 1,2 кг.

Для быстрых находжений температур, давлений, удельных объёмов, следовательно, и удельных весов воздуха при различных процессах изменения его состояния на фиг. 109 представлена диаграмма в координатах TS , т. е. абсолютных температур и энтропии. Собственно энтропия S здесь нужна для построения диаграммы и получения возможности удобно и быстро производить находжение означенных выше величин, нанесённых на одной общей диаграмме. Если же необходимо взять энтропию, то по горизонтали следует измерить от начала расстояние в миллиметрах и помножить на 0,02, получим число единиц энтропии.

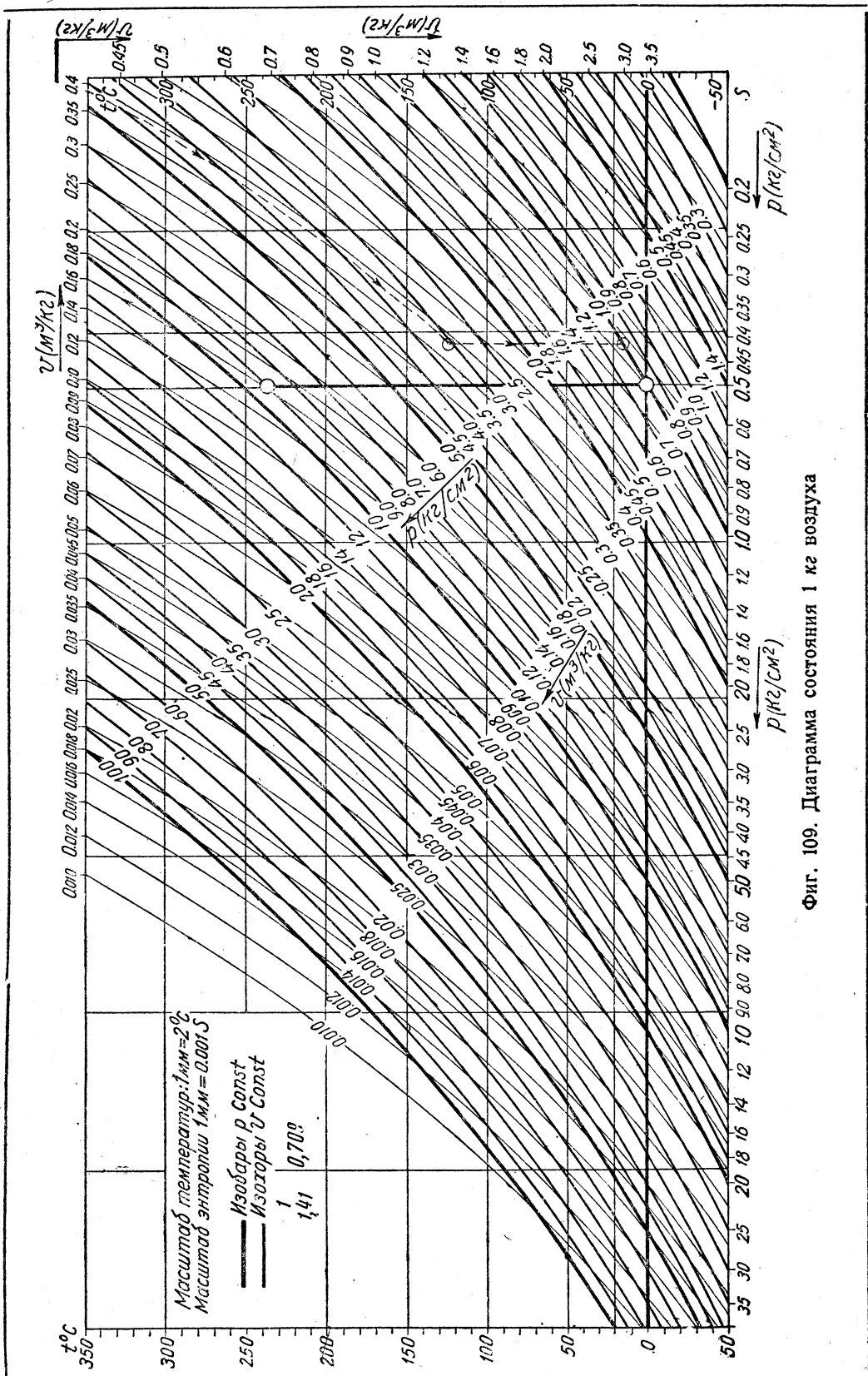
Пример 1-й. Сжимаем воздух адиабатически, начиная с 1 ата, при нуле°С до 9 ата. Определить параметры конечного состояния.

При адиабатическом процессе теплота не отнимается от воздуха и не подводится к нему. При этом, как известно, энтропия не изменяется, ввиду чего абсцисса (расстояние по горизонтали) не изменяется.

Находим точку заданного состояния воздуха: 1 ат и нуль. Она обведена на диаграмме кружочком. Подымаясь по вертикали до кривой линии давления 9 ата, отмеченной тоже кружочком, видим, что она соответствует температуре 235° и удельному объёму 0,166, следовательно, удельному весу 1:0,166.

Пример 2-й. Сжимаем воздух адиабатически, начиная с 1 ата при 15° так, что его объём уменьшился до 0,44 от первоначального. Найти его давление и температуру после сжатия.

Из диаграммы находим по линии давления в 1 ата удельный объём v при 15°. Он равен 0,86. Помножая его на 0,44 (величина заданного сжатия), получаем $v = 0,86 \cdot 0,44 = 0,38$. Найдя по верхней горизонтальной шкале эту цифру, спускаемся параллельно изохоре (тонкой линии) до места, находящегося на вертикали исходного давления (1 ата при 15°). Найденная точка отвечает давлению 3,1 ата и температуре 125°. Нахождение этой точки на диаграмме показано пунктиром.



Фиг. 109. Диаграмма состояния 1 кг воздуха

Таблица 23

Перевод английских фунтов на кв. дюйм (фн/дм^2) в атмосферы (ат; кг/см^2)
 $1 \text{ фн/дм}^2 = 0,07031 \text{ кг/см}^2$

Фн/дм^2	Единицы к первому столбцу									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
А т м о с ф е р ы в кг/см^2										
0	—	0,070	0,140	0,211	0,281	0,352	0,422	0,492	0,562	0,633
10	0,703	0,773	0,844	0,914	0,984	1,055	1,125	1,195	1,266	1,336
20	1,406	1,477	1,547	1,617	1,687	1,758	1,828	1,898	1,969	2,039
30	2,109	2,180	2,250	2,320	2,391	2,461	2,531	2,601	2,672	2,742
40	2,812	2,883	2,953	3,023	3,094	3,164	3,234	3,305	3,375	3,445
50	3,516	3,586	3,656	3,726	3,797	3,867	3,937	4,008	4,078	4,148
60	4,219	4,289	4,359	4,430	4,500	4,570	4,640	4,711	4,781	4,851
70	4,922	4,992	5,062	5,133	5,203	5,273	5,344	5,414	5,484	5,554
80	5,625	5,695	5,765	5,836	5,906	5,976	6,047	6,117	6,187	6,258
90	6,328	6,398	6,469	6,539	6,609	6,679	6,750	6,820	6,890	6,961
100	7,031	7,101	7,172	7,242	7,312	7,383	7,453	7,523	7,593	7,664
110	7,734	7,804	7,875	7,945	8,015	8,086	8,156	8,226	8,297	8,367
120	8,437	8,508	8,578	8,648	8,718	8,789	8,859	8,929	9,000	9,070
130	9,140	9,211	9,281	9,351	9,422	9,492	9,562	9,632	9,703	9,773
140	9,843	9,914	9,984	10,054	10,125	10,195	10,265	10,336	11,406	10,476
150	10,547	10,617	10,687	10,757	10,828	10,898	10,968	11,039	11,109	11,179
160	11,250	11,320	11,390	11,461	11,531	11,601	11,671	11,742	11,812	11,892
170	11,953	12,023	12,093	12,164	12,234	12,304	12,375	12,445	12,515	12,585
180	12,656	12,726	12,796	12,867	12,937	13,007	13,078	13,148	13,218	13,289
190	13,359	13,429	13,500	13,570	13,640	13,710	13,780	13,851	13,921	13,992
200	14,062	14,132	14,203	14,273	14,343	14,414	14,484	14,554	14,624	14,695
210	14,765	14,835	14,906	14,976	15,046	15,117	15,187	15,257	15,328	15,398
220	15,468	15,539	15,609	15,679	15,749	15,820	15,890	15,960	16,031	16,101
230	16,171	16,242	16,312	16,382	16,453	16,523	16,593	16,663	16,734	16,804
240	16,874	16,945	17,015	17,085	17,156	17,226	17,296	17,367	17,437	17,507
250	17,578	17,648	17,718	17,788	17,859	17,929	17,999	18,070	18,140	18,210
260	18,281	18,351	18,421	18,492	18,562	18,632	18,702	18,773	18,843	18,913
270	18,984	19,054	19,124	19,195	19,265	19,335	19,406	19,476	19,546	19,616
280	19,687	19,757	19,828	19,898	19,968	20,038	20,109	20,179	20,249	20,320
290	20,390	20,460	20,531	20,601	20,671	20,741	20,812	20,882	20,952	21,023
300	21,093	21,163	21,234	21,304	21,374	21,445	21,515	21,585	21,655	21,726

б) О влажности воздуха

Естественная окружающая нас атмосфера никогда не бывает абсолютно сухой: в ней неизбежно и постоянно содержится некоторое количество водяных паров, меняющееся в широких пределах, начиная от полного насыщения воздуха, когда в нём появляются туман и роса, и кончая такой сухостью, которая становится невыносимой для животного и растительного мира.

Как известно, смеси газов, не действующие химически друг на друга (в данном случае смесь воздуха и пара), подчиняются следующим двум законам Дальтона:

1) каждый газ в отдельности следует своему уравнению состояния независимо от остальной смеси;

2) общее давление смеси газов p равно сумме давлений отдельных газов, входящих в эту смесь: $p_1 + p_2 + \dots + p_n$.

Последние давления называются парциальными.

Заметим, что водяные пары подчиняются полностью закону Дальтона. Что же касается упругости насыщенного пара и его удельного веса, то они зависят исключительно от температуры. Эти величины могут быть взяты из нижеприведённой табл. 24, если известна температура воздуха, содержащего водяные пары. Перегретый же пар в смеси подчиняется тем же законам, как и воздух, т. е. его состояние зависит не только от температуры, но и от давления и объёма до тех пор, пока пар находится в перегретом состоянии; когда он станет насыщенным, его давление и удельный вес соответствуют только данной температуре.

Таблица 24

Давление и вес насыщенного пара от -20 до $+100^\circ$

Температура в $^\circ\text{C}$	Давление в кг/см^2 абс.	Удельный вес сухого насыщен. пара в кг/м^3	Температура в $^\circ\text{C}$	Давление в кг/см^2 абс.	Удельный вес сухого насыщен. пара кг/м^3
1	2	3	1	2	3
-20	0,0013	0,00100	24	0,0305	0,0218
-18	0,0015	0,00118	26	0,0343	0,0244
-16	0,0017	0,00138	28	0,0386	0,0272
-14	0,0020	0,00163	30	0,0432	0,0304
-12	0,0024	0,00190	32	0,0486	0,0338
-10	0,0028	0,00222	34	0,0543	0,0376
-8	0,0033	0,00258	36	0,0606	0,0418
-6	0,0038	0,00301	38	0,0676	0,0463
-4	0,0045	0,00355	40	0,0752	0,0512
-2	0,0052	0,00410	42	0,0836	0,0565
0	0,0060	0,00474	44	0,0930	0,0625
2	0,0069	0,00541	46	0,103	0,0685
4	0,0080	0,00621	48	0,114	0,0758
6	0,0092	0,00709	50	0,125	0,0830
8	0,0108	0,00813	55	0,160	0,10428
10	0,0125	0,00940	60	0,203	0,13009
12	0,0143	0,01067	65	0,255	0,16105
14	0,0163	0,01205	70	0,318	0,1979
16	0,0186	0,01366	75	0,393	0,2416
18	0,0211	0,01536	80	0,483	0,2930
20	0,0236	0,0173	85	0,583	0,3532
22	0,0270	0,0194	90	0,715	0,4231
			95	0,862	0,5041
			100	1,033	0,5973

Наибольшее количество паров воды, которое может находиться в рассматриваемом объёме, соответствует тому случаю, когда этот объём заполнен насыщенным паром. Попытка ввести в объём, заполненный насыщенными парами, дополнительное количество пара приводит к выделению такого же количества воды или мокрого тумана, находящегося во взвешенном состоянии в воздушной среде.

Давление воздуха не уменьшает содержание в единице объёма того количества насыщенного пара, которое при данной температуре получается в безвоздушном пространстве и указывается в справочных таблицах пара. Давление воздуха лишь замедляет парообразование. Капля, введённая в среду абсолютно сухого воздуха, испаряется тем медленнее, чем выше давление воздуха, в то время как будучи введённой в абсолютно пустое пространство она испаряется почти мгновенно.

Если объём, содержащий насыщенный водяной пар или смесь его с воздухом, подогреть, не вводя в него дополнительных количеств пара, то пар будет перегреваться. Он также будет перегреваться и тогда, когда объём, содержащий насыщенный пар, увеличивать при поддержании той же температуры.

В зависимости от указанных обстоятельств чистый пар или в смеси с воздухом называется в одном случае предельно влажным, или насыщенным, а в другом случае — сухим и содержит в себе перегретый пар. Такой сухой воздух способен сушить мокрые предметы, т. е. отнимать от них воду, пока влажность его не дойдёт до насыщения.

Степень влажности воздуха определяется либо абсолютным, либо относительным измерением количества водяных паров в нём.

Абсолютной влажностью γ называется количество водяных паров (насыщенных или перегретых), выраженное в граммах и приходящееся на каждый кубический метр рассматриваемого объёма.

Относительной влажностью называется отношение веса пара, имеющегося в каждом кубическом метре данного объёма, к весу насыщенного пара, который может поместиться в объёме кубического метра той же температуры.

Удельный вес, т. е. вес 1 м^3 пара в пределах температур, приведённых в таблице, значительно меньше удельного веса воздуха. Ввиду этого абсолютно сухой воздух всегда тяжелее влажного и насыщенного.

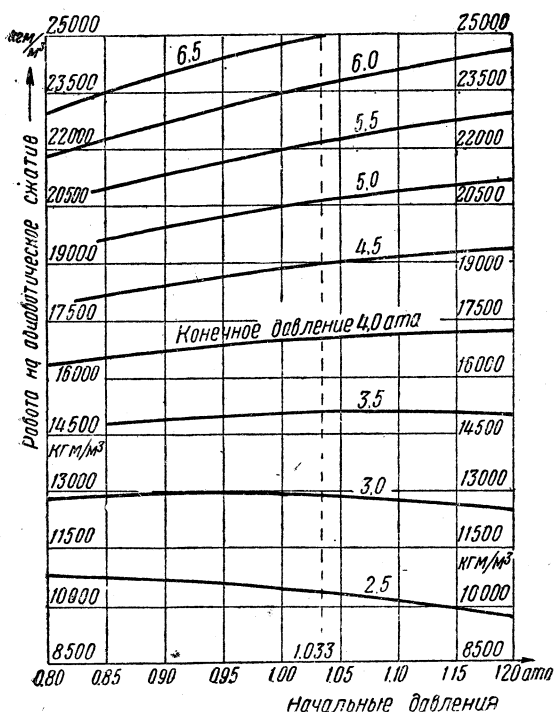
в) О работе, затрачиваемой на сжатие воздуха

Сжатый воздух в тормозной системе является источником энергии, которая подводится к тормозным приборам, находящимся на большом расстоянии от места управления. При помощи компрессора свободный воздух приводится в сжатое состояние, после чего он становится способным произвести требуемую работу или выполнить соответственные функции в тормозных аппаратах.

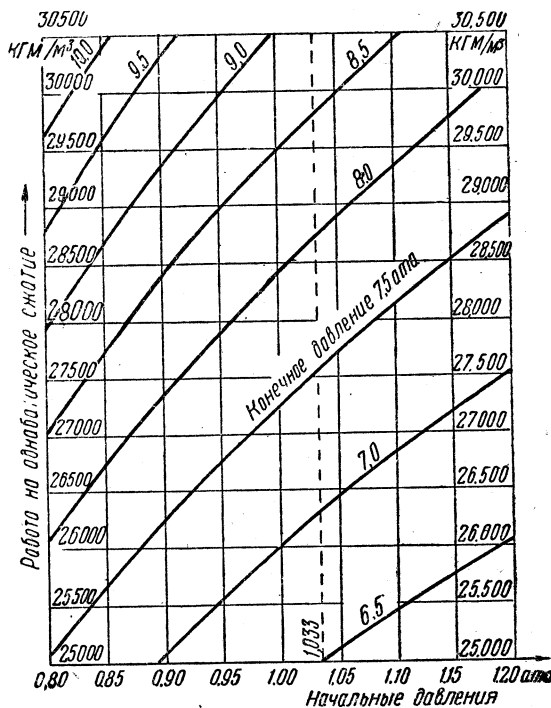
Компрессор захватывает из окружающей атмосферы воздух с низким потенциалом энергии и, сжимая его, переводит в другое состояние, обладающее высшим потенциалом, благодаря приращению тепловой энергии и давления. Однако, для работы тормозов требуется холодный воздух, поэтому его охлаждают. Теплота при этом рассеивается в пространство через стенки труб и резервуаров, и сжатый воздух подходит к месту потребления с такой же температурой, с какой он был взят из окружающей атмосферы, но с повышенным давлением. Это последнее создаёт условие, позволяющее заставить воздух производить работу в тормозной системе за счёт его внутренней тепловой энергии, ввиду чего его температура с понижением давления тоже понижается, чего обычно не замечаем, так как эти изменения происходят в узких пределах — одного-двух градусов.

В данном случае нас интересует работа насоса и затрачиваемая на это энергия. Для того чтобы сжать воздух до какого-нибудь давления, требуется затратить на это: во-первых, вполне определённое теоретическое количество работы, независимо от способа сжатия, затем работу на механические сопротивления и работу на побочные потери (нагрев от прохождения через клапаны и каналы, через узкие щели неплотностей поршней и пр.). Наконец ко всему этому присоединяются потери (от несовершенства машин — пропуски через уплотнения штоков и поршней, неплотности клапанов, мёртвые пространства и т. д.

На фиг. 110 и 111 даны диаграммы потребности теоретической работы на адиабатическое сжатие и вталкивание 1 м^3 свободного воздуха в резервуар при разных начальных и конечных давлениях. Эти диаграммы соответствуют площади рабочей диаграммы одноступенчатого компрессора без мёртвого пространства (идеальный случай). Диаграммы легко читаются: при начальном заданном давлении всасывания, отмеченном на абсциссе внизу, находим на вертикали



Фиг. 110. Диаграмма потребности работы для адиабатического сжатия и вталкивания в резервуар 1 м^3 засосанного воздуха (по идеальной диаграмме)



Фиг. 111. Продолжение диаграммы фиг. 110

этого давления точку пересечения с кривой, цифра которой соответствует давлению сжатия. Против найденной точки, двигаясь влево по горизонтали, читаем цифру, указывающую количество работы, требующейся на сжатие и выталкивание воздуха из цилиндра в резервуар.

§ 34. ТИПЫ ПАРОВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ, ИХ СХЕМЫ И РАБОТА

Тормозные компрессоры, применяемые на паровозах, принято называть паровоздушными насосами, а те, которые применяются на электроподвижном составе, — мотор-компрессорами в соответствии с типом двигателя, приводящего мотор-компрессор в действие.

а) Общая характеристика паровоздушных насосов

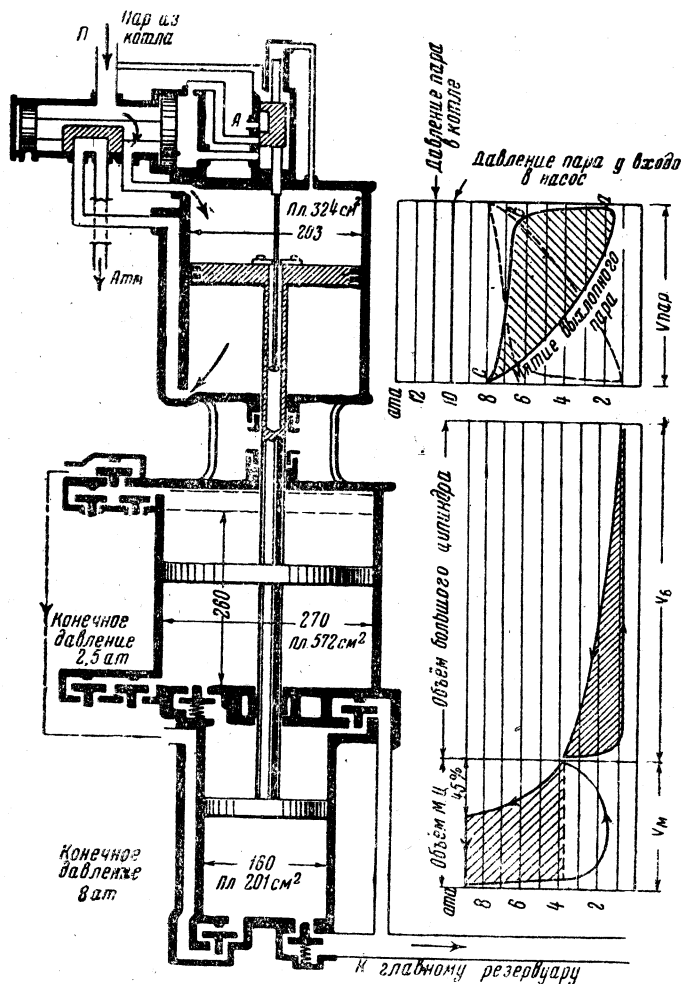
Известны три основных типа паровоздушных насосов (фиг. 115).

1. Насос простого действия «А», воздушная часть его одноступенчатая.
2. Тандем-насос «В» двухступенчатый, с расположением цилиндров по одной оси. Паровая машина одноцилиндровая.
3. Компаунд-насос «С», тоже двухступенчатый, но с параллельным расположением цилиндров. Паровая машина двухцилиндровая по типу компаунд.

Описание действия указанных насосов можно найти в любом из описательных курсов по автотормозам. Здесь же рассмотрим лишь принципиальные особенности этих машин.

Каждый из перечисленных выше типов паровоздушных насосов представляет собой комбинированную машину парового двигателя и компрессора, конструкции которых удовлетворяют главным образом условиям компактности, простоты ухода, ремонта и безотказной работы, не требуя постоянного наблюдения за ними. Хотя преследование этих целей отражается на экономическом эффекте расхода пара на единицу объема сжимаемого воздуха, но зато в условиях эксплуатации это с избытком окупается дешевизной содержания и ремонта этих насосов.

Паровоздушный насос в общем представляет собой бескривошипную машину, у которой паровой (двигательный) и воздушные (нагнетающие) поршни



Фиг. 112. Схема паровоздушного тандем-насоса

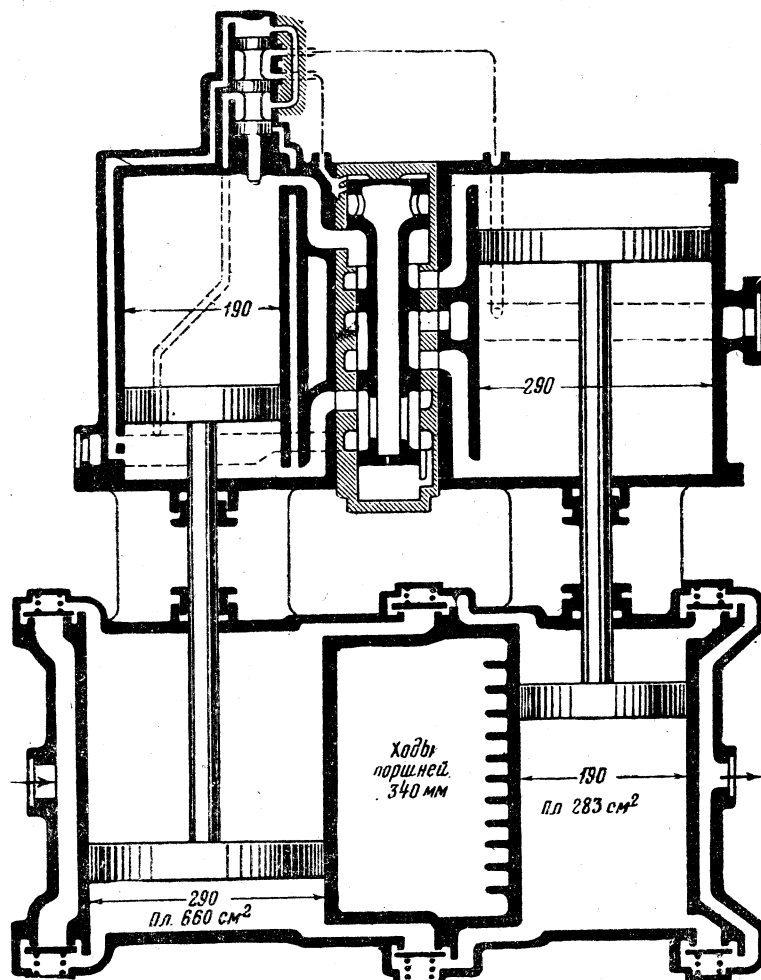
связаны: у тандем-насоса (фиг. 112) общим штоком, а у компаунд-насоса (фиг. 113) попарно двумя штоками. Паровые цилиндры установлены вертикально над воздушными цилиндрами.

Паровая машина каждого из этих насосов снабжена таким парораспределительным механизмом, который приводится в действие толчками от парового поршня: у тандем-насоса в обоих крайних положениях, а у компаунд-насоса данного типа — только в верхнем положении левого поршня, а в нижнем положении его — посредством пара через отверстие, когда поршень пройдет мимо и станет ниже его.

В том и другом случае указанные поршни управляют малым — ходо-переменным золотником, который в свою очередь распределяет пар так, чтобы

перебрасывать из одного крайнего положения в другое большой золотник, направляющий свежий пар в цилиндры, а отработанный в атмосферу, а у компаунд-насоса, кроме того, ещё и перепускающий пар из малого цилиндра, где он работает без расширения, в большой цилиндр, где пар продолжает работать уже с расширением.

Последовательность действия двух золотников применяется во избежание остановки работы насоса, когда поршни приходят в одно из крайних положений. Впрочем, есть конструкции, осуществляющие бесприводное парораспределение одним золотником, например, Шавгулидзе и Постникова.



Фиг. 113. Схема паровоздушного компаунд-насоса

Работа воздушной части насоса состоит в том, что в ней происходят засасывание и сжатие воздуха, у простого насоса одноступенчатое, а у тандем- и компаунд-насосов двухступенчатое.

Наличие довольно обширной литературы по вопросам поршневых компрессоров освобождает нас от необходимости подробно останавливаться на общеизвестных процессах всасывания и нагнетания воздуха. Нашей целью является исследование главным образом того, что является в данном типе машин своеобразным и ещё неизвестным.

Особенно резкое различие между работой паровоздушных насосов и обычных компрессорных установок заключается в способе расходования энергии двигателя на сжатие воздуха.

У кривошипно-шатунных компрессоров на валу обычно имеется маховик, который выравнивает ход двигателя и позволяет ему работать при наиболее выгодном процессе расширения пара или газа. Кроме того, у кривошипно-шатунных двигателей механизм парораспределения связан с валом и поэтому возможно осуществлять подачу пара в цилиндр соразмерно с ходом поршня.

У паровоздушных же насосов благодаря прерывистому, скачкообразному парораспределению наполнение полостей цилиндров происходит непрерывно на протяжении всего хода поршня от одного до другого крайнего положения, после чего у тандем-насоса пар покидает цилиндр при том же высоком давлении, а у компаунд-насоса этот пар переходит в большой цилиндр, где работает с неполным расширением, так как покидает этот цилиндр ещё при давлении в несколько атмосфер в зависимости от величины соотношения объёмов малого и большого цилиндров.

Так как выхлопной пар, в особенности у тандем-насосов (как это видно из диаграммы фиг. 114), имеет ещё высокое давление и большое теплосодержание, то его энергия не может сразу упасть до нуля, а расходуется лишь постепенно по линии *ca* на работу истечения через паровыпускные окна в пароотводную выхлопную трубу. Отсюда мы видим, что выхлопной пар производит большую отрицательную работу.

Но эта работа в данном типе машины приносит некоторую пользу в том отношении, что сдерживает поршни от порывистого хода, не давая развивать им большого ускорения под действием давления свежего пара при малом начальном сопротивлении компрессии воздуха, да ещё с отдачей силы сжатого воздуха в мёртвых пространствах.

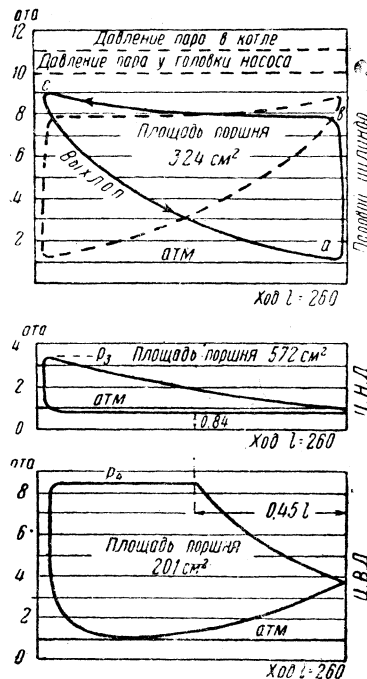
Без этого сдерживания получались бы ударная работа поршней и бесполезное мятие воздуха с повышением температуры, горением смазки и пр.

Наоборот, мятие пара в нерабочей полости цилиндра выравнивает ход поршней, выполняя как бы роль маховика. Кроме того, выхлопной пар, имея высокое давление и температуру, поддерживает в горячем состоянии паровпускные каналы, стенки цилиндров и поршни, благодаря чему снижается потеря рабочего пара на конденсацию.

Что же касается воздушной части, то работа её происходит нормально по принципу двухступенчатого сжатия, но без применения промежуточного охлаждения воздуха между ступенями, как это делается у стационарных компрессоров.

Тем не менее у паровоздушных насосов уже одно двухступенчатое сжатие приносит настолько большую пользу, что при нём промежуточное охлаждение, несколько приближающее процесс к изотермическому сжатию, является относительно малой выгодой, тем более на паровозе ввиду сложности и дороговизны содержания холодильных устройств и недостатка места для них.

Чтобы выяснить целесообразность применения двухступенчатого сжатия воздуха у паровоздушных насосов и определить выгоды, получающиеся от этого, мы применим сначала метод сравнения тандем- и компаунд-насосов с простым насосом и выясним, как надо подбирать диаметры поршней у тандем- и компаунд-насосов, чтобы насосы работали наиболее экономно.



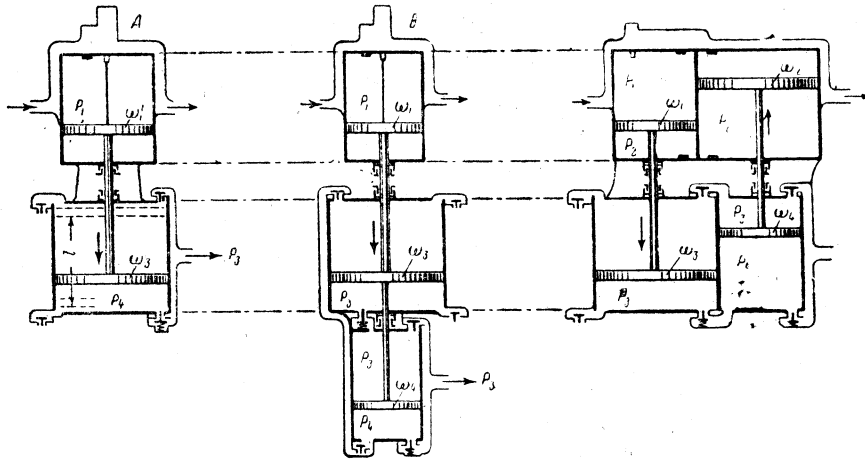
Фиг. 114. Индикаторные диаграммы парового и воздушных цилиндров тандем-насоса (взяты из отчёта доц. Болховитинова Г. Ф., 1946 г. Исследование работы тандем-насоса)

б) Простой насос и тандем-насос

Расход пара у паровоздушного насоса определяется конечным его давлением в цилиндре, когда сопротивление компрессии становится наибольшим, а противодействие выхлопного пара — близким к нулю. Так как рабочий пар в последний момент занимает весь объём цилиндра, то следовательно, зная его давления и объём, легко определить и вес. Очевидно, что этот вес при данной величине хода поршня пропорционален площади парового поршня.

Возьмём схему простого насоса, изображённую на фиг. 115. Предположим, что во время его работы поршни идут вниз. В крайнем нижнем положении, перед моментом обратного хода, мы можем написать для них на основании принципа действия и противодействия такое уравнение равновесия равномерно движущихся поршней вблизи крайнего положения без учёта сопротивления трения, и, принимая условно, давление внешней атмосферы равным 1 кг/см^2

$$(p_1 - 1) \omega'_1 = (p_4 - 1) \omega_3, \quad (1)$$



Фиг. 115. Сравнительные характеристики трёх типов насосов

где p_1 — конечное давление пара в цилиндре кг/см^2 (абс.);

p_4 — конечное давление воздуха, вталкиваемого в резервуар, кг/см^2 (абс.);

ω'_1 — площадь парового поршня простого насоса см^2 ;

ω_3 — площадь воздушного поршня см^2 .

Точно такое же уравнение при тех же условиях можно написать и для тандем-насоса (схема B)

$$(p_1 - 1) \omega_1 = -1 \cdot \omega_3 + (\omega_3 - \omega_4) p_3 + p_4 \omega_4. \quad (2)$$

К вышеуказанным обозначениям букв здесь прибавились следующие:

p_3 — промежуточное давление воздуха между большим и малым поршнем кг/см^2 (абс.);

ω_4 — площадь малого поршня цилиндра высокого давления см^2 ;

ω_1 — площадь парового поршня тандем-насоса см^2 .

Для сравнения простого насоса с тандем-насосом предполагаем, что у них одинаковые:

- 1) величины ходов поршней;
- 2) конечные давления пара;
- 3) конечные давления вталкиваемого воздуха в резервуар;
- 4) величины площадей воздушных засасывающих поршней;
- 5) коэффициенты подачи воздуха.

Но предполагаем, что площади паровых поршней ω_1 и ω'_1 неодинаковые.

Мы пренебрегаем механическими сопротивлениями не только потому, что они относительно малые, составляя едва 1% от величины силы парового поршня, но и потому, что при сравнении двух насосов мы ищем принципиальную разницу в отношении способов сжатия воздуха и разницы в расходе пара на это.

Разделим левую и правую часть уравнения (2) соответственно на левую и правую часть уравнения (1).

После сокращений получаем

$$\frac{\omega_1}{\omega_1^1} = \frac{p_3}{p_4 - 1} \left(1 - \frac{\omega_4}{\omega_3} \right) - \frac{1}{p_4 - 1} + \frac{p_4 \omega_4}{(p_4 - 1) \omega_3}. \quad (a)$$

Чтобы не затемнять вопроса выводом, показывающим, что правая часть этого равенства равна правильной дроби, мы просто подставим в него цифры, взятые из существующего тандем-насоса, схема и размеры поршней которого изображены на фиг. 112, и из индикаторных диаграмм, снятых с натуры в 1946 г. доцентом Болховитиновым (фиг. 114).

Из этих диаграмм имеем

$p_3 = 3,5 \text{ ата}$ — промежуточное давление воздуха;

$p_4 = 9 \text{ ата}$ — давление воздуха, вталкиваемого в резервуар;

$\omega_3 = 572 \text{ см}^2$ — площадь большого воздушного поршня;

$\omega_4 = 201 \text{ см}^2$ — площадь малого воздушного поршня.

Эти цифры подставляем вместо букв в равенство (a); получаем:

$$\frac{\omega_1}{\omega_1^1} = \frac{3,5}{8} \left(1 - \frac{201}{572} \right) - \frac{1}{8} + \frac{9 \cdot 201}{8 \cdot 572} = 0,58,$$

откуда

$$\omega_1 = 0,58 \omega_1^1. \quad (3)$$

Следовательно, для выполнения работы сжатия одного и того же количества воздуха за один ход поршня при одном и том же давлении пара в цилиндрах простого насоса и тандем-насоса у последнего можно площадь парового поршня ω_1 взять меньше, чем у первого, на 42%; поэтому у него и расход пара будет меньше тоже на 42%, так как величины ходов поршней мы в формуле (a) предположили одинаковыми.

В этом условном сравнении расхода пара у двух насосов мы не касались скорости их работы. Само собой разумеется, что с увеличением скорости хода насоса при более высоком давлении пара в котле возрастают и сопротивления (противодавление выхлопного пара и сопротивление движению воздуха через клапаны и каналы), но можно считать, что они возрастают приблизительно в одинаковой степени для обоих насосов.

Вышеуказанная цифра 42% является теоретической. В действительности, надо учесть добавочный почти одинаковый расход пара у обоих насосов на работу парораспределения и на утечки пара, которые у паровоздушных насосов довольно значительны. Поэтому предположительно можно снизить выгоду тандем-насоса по сравнению с простым насосом до 30—35%.

Спрашивается, чем же можно объяснить столь значительный выигрыш при двухступенчатом сжатии воздуха по сравнению с одноступенчатым?

Это можно приписать типу паровой машины, ход которой регулируется не валом с маховым колесом, а циклом работы сжатия воздуха, который заставляет пар работать в цилиндре в соответствии с нарастающим сопротивлением сжатия воздуха в конце хода, ввиду чего расход пара определяется конечным давлением. При этом у тандем-насоса при сжатии воздуха двумя ступенями происходит более удлиненный процесс использования одной и той же порции пара, в особенности на вталкивание воздуха в резервуар, как это видно на фиг. 116 и 117 (линии *св*); при одноступенчатом сжатии путь вталкивания составляет 0,19 от длины хода поршня, а при двухступенчатом — 0,45, в то время как площади затраченных работ в обоих случаях на диаграммах равновелики.

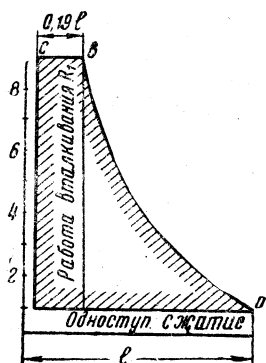
Наиболее выгодная работа тандем-насоса получается при правильном подборе диаметров поршней его воздушной части. Поэтому займемся определением этого соотношения.

Выше было выведено уравнение (2) равновесного состояния силы пара и сопротивления компрессии воздуха у тандем-насоса.

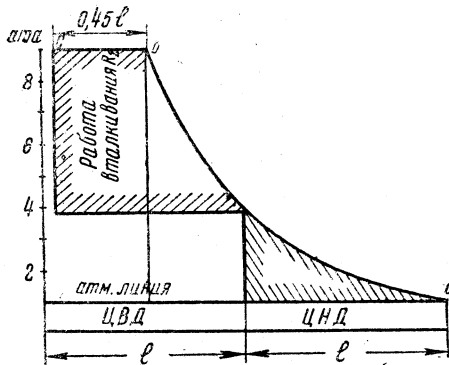
Наша задача состоит в том, чтобы найти, при каких соотношениях величин площадей большого воздушного поршня ω_3 и малого ω_4 получается наименьшее произведение $p_1 \omega_1$ (давление пара на площадь его поршня). Иными словами, нам надо найти минимум правой части уравнения (2). Для этого её производную приравняем нулю и найдём величину ω_4 , полагая, что площадь большого поршня нам задана или мы её определили из соображений производительности насоса.

Для выполнения этой операции мы должны промежуточное давление воздуха p_3 , зависящее от площади поршня ω_4 , выразить через величину этой площади.

Для упрощения примем, как и ранее, давление засосанного воздуха $p_0 = 1 \text{ кг/см}^2$, а процесс сжатия — изотермическим. Это вполне допустимо ввиду того, что мы не ищем абсолютных величин работы сжатия, а лишь определяем относительные значения их при переменных соотношениях ω_3 и ω_4 . Кроме того, сжатие воздуха в первой ступени до давления около $2,5 \text{ ат}$ происхо-



Фиг. 116. Теоретическая диаграмма одноступенчатого сжатия и вталкивания воздуха



Фиг. 117. Теоретическая диаграмма двухступенчатого сжатия и вталкивания воздуха

дит по кривой, мало отличающейся от изотермической. Принимая это, можно написать

$$p_0 l \omega_3 = p_3 l \omega_4, \quad (б)$$

где p_0 — атмосферное давление всасывания;

l — величина хода поршня;

ω_3 — площадь большого воздушного поршня;

ω_4 — площадь малого воздушного поршня.

Так как для сравнения двух насосов между собой мы условились считать величину давления засасываемого воздуха кругло 1 кг/см^2 , то следовательно из уравнения (б) получаем

$$p_3 = \frac{\omega_3}{\omega_4} (\text{кг/см}^2). \quad (4)$$

Подставляя найденное значение p_3 в равенство (2), получаем

$$p_1 \omega_1 - \omega_1 = \frac{\omega_3^2}{\omega_4} + p_4 \omega_4 - 2 \omega_3 + \omega_1. \quad (4')$$

Теперь в правой части имеется только одна независимая переменная — искомое ω_4 . Берём производную по ней:

$$(p_1 \omega_1 - \omega_1)' = -\frac{\omega_3^2}{\omega_4^2} + p_4, \quad (в)$$

приравнявая нулю

$$p_4 - \frac{\omega_3^2}{\omega_4^2} = 0,$$

откуда

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{\sqrt{p_4}} \text{ (см}^2\text{)}. \quad (5)$$

Для проверки размерности формулы (5) надо учесть, что в формуле (4) при ω_3 имелся неявный множитель 1 кг/см^2 , как атмосферное давление. В формуле (5) этот множитель после предыдущих преобразований подразумевается, как $\sqrt{1 \text{ кг/см}^2}$.

При таком значении площади малого воздушного поршня получается наименьший расход пара. Что это именно минимум, видно из того, что если взять следующую производную из (в), то она даёт положительную величину.

Итак, наименьший расход пара получается у тандем-насоса тогда, когда площадь его малого поршня равна площади большого поршня, делённой на корень квадратный из конечного давления второй ступени сжатия. Первое берётся из расчёта производительности насоса, а конечное давление (в манометрических *ат*), равное давлению в главном резервуаре, задаётся инструкцией.

У тандем-насоса согласно фиг. 112 $\omega_3 = 572$, а среднее конечное давление во второй ступени 8 ат . Поэтому

$$\omega_4 = \frac{572}{\sqrt{8}} = 202 \text{ см}^2.$$

Из той же фигуры мы видим, что площадь малого воздушного поршня

$$\omega_4 = 201 \text{ см}^2.$$

Это значит, что у существующего тандем-насоса площади поршней подобраны наиболее выгодно.

Если требуется иметь формулу для определения диаметра малого поршня, то таковая после небольшого преобразования получается из (5)

$$d_4 = \frac{d_3}{\sqrt[4]{p_4}} = d_3 \cdot p_4^{-\frac{1}{4}}. \quad (6)$$

Так, из фиг. 112 имеем $d_3 = 270 \text{ мм}$, а $p_3 = 8 \text{ ат}$, поэтому

$$d_4 = \frac{270}{\sqrt[4]{8}} = \frac{270}{1,68} = 160 \text{ мм}.$$

в) Компаунд-насос

Переходим к определению наивыгоднейшего соотношения площадей воздушных и паровых поршней у компаунд-насоса.

При тех же условиях крайнего положения поршней и предполагаемого равновесия, как это было обусловлено выше при выводе формул для тандем-насоса, и полагая атмосферное давление равным 1 кг/см^2 , имеем (фиг. 115,с):

1) для левой пары поршней:

$$\omega_1(p_1 - p_2) = \omega_3(p_3 - 1); \quad (7)$$

2) и для правой пары поршней

$$\omega_2(p_2 - 1) = \omega_4(p_4 - p_3). \quad (8)$$

Здесь p_2 промежуточное давление пара. Остальные обозначения видны на схеме.

Прежде всего обратим внимание на то, что при работе насыщенным паром расширение его, как показывают индикаторные диаграммы паровых машин, в среднем следует линейному закону

$$pv = \text{const},$$

т. е. давление убывает пропорционально увеличению объёма¹ (несмотря на изменение температуры).

Ввиду этого после полного перехода пара из малого цилиндра в большой он получает новое состояние, которое связано с прежним равенством

$$p_1 \omega_1 l = p_2 \omega_2 l,$$

что после сокращения на l даёт величину силы по штоку большого поршня

$$p_1 \omega_1 = p_2 \omega_2, \quad (9)$$

откуда

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{p_2}{p_1} = \alpha, \quad (10)$$

$$p_2 = \alpha p_1. \quad (11)$$

Теперь возьмём сумму уравнений (7) и (8):

$$\begin{aligned} & + \frac{\omega_1 p_1 - \omega_1 p_2}{\omega_2 p_2 - \omega_2} = \frac{\omega_3 p_3 - \omega_3}{\omega_4 p_4 - \omega_4 p_3} \\ & \frac{\omega_1 p_1 + \omega_2 p_2 - \omega_1 p_2 - \omega_2}{\omega_3 p_3 - \omega_3} = \frac{\omega_4 p_4 - \omega_4 p_3}{\omega_3 p_3 - \omega_3} \end{aligned}$$

В эту сумму подставим:

- 1) вместо $\omega_2 p_2$ равное ему $\omega_1 p_1$ из (9),
- 2) вместо p_2 — его значение αp_1 из (11),
- 3) вместо p_3 — его значение ω_3/ω_4 из (4).

Получаем:

$$\omega_1 p_1 = \frac{1}{2 - \alpha} \left(\frac{\omega_3^2}{\omega_4} + \omega_4 p_4 - 2\omega_3 + \omega_2 \right). \quad (12)$$

Чем меньше произведение $\omega_1 p_1$, тем меньше насос будет расходовать пара. Следовательно, необходимо подобрать размеры поршней воздушной части насоса так, чтобы величина правой части уравнения (12) была минимумом. Для решения этого вопроса берём производную от неё по ω_4

$$(\omega_1 p_1)' = \frac{1}{2 - \alpha} \left(\frac{-\omega_3^2}{\omega_4^2} + p_4 \right),$$

а приравнявая нулю

$$\frac{1}{2 - \alpha} \left(\frac{-\omega_3^2}{\omega_4^2} + p_4 \right) = 0,$$

находим

$$\omega_4 = \omega_3 \sqrt{\frac{1}{p_4}}. \quad (13)$$

Размерность этой формулы имеет такое же объяснение, как и для тождественной с ней формулы (5).

Ранее указывалось, что произведение конечного давления пара p_1 на площадь парового поршня ω_1 характеризует расход пара за один ход поршня. Сравнивая эти произведения для тандем-насоса (4) и для компаунд-насоса (12)

$$p_1 \omega_{1T.H.} = \frac{\omega_3^2}{\omega_4} + p_4 \omega_4 - 2\omega_3 + \omega_1, \quad (14)$$

$$p_1 \omega_{1K.H.} = \frac{1}{2 - \alpha} \left(\frac{\omega_3^2}{\omega_4} + p_4 \omega_4 - 2\omega_3 + \omega_2 \right). \quad (15)$$

Мы видим, что с уменьшением коэффициента α расход пара компаунд-насоса стремится к половине величины расхода пара тандем-насоса.

¹ В. Шюле, Техническая термодинамика, 1934 г., стр. 34.

Обычно ставится условие, чтобы при заданном минимальном давлении пара p_1 насос доводил давление в главном резервуаре до максимальной заданной величины p_4 .

Для выполнения этого надо определить площадь малого парового поршня ω_1 .

Из формулы (15), после замены ω_2 согласно (10) на ω_1/α , получаем:

$$\omega_1 = \frac{1}{p_1(2-\alpha)-1/\alpha} \left(\frac{\omega_3^2}{\omega_4} + p_4\omega_4 - 2\omega_3 \right). \quad (15^1)$$

Так как парораспределением управляет малый паровой поршень, то для того чтобы большой поршень всегда надёжно приходил в крайние положения, необходимо как-то облегчить его работу. Для этого имеется лишь один способ — это некоторое уменьшение площади малого воздушного поршня, например, на 3—4%. Изменением же площадей паровых поршней, как это видно из формулы (9), данной задачи решить нельзя.

Пример. На основании эксплуатационных подсчётов требуется разработать конструкцию паровоздушного насоса типа компаунд производительностью 3 200 л/мин. При давлениях пара 10 ат насос должен подымать давление накачиваемого воздуха до 8 ат. Давление в главном резервуаре при наличии двухрежимного регулятора хода насоса должно поддерживаться 6 ат и только во время тормозных операций должно подыматься до 8 ат.

Для этого насоса площадь большого воздушного поршня (фиг. 115,с) можно определить по формуле (24), выведенной ниже

$$\omega_3 = \frac{Q}{3,2} = \frac{3\,200}{3,2} = 1\,000 \text{ см}^2.$$

Диаметр этого поршня

$$d_3 = 357 \text{ мм.}$$

Считая, что основной режим работы насоса будет относиться к поддержанию давления в главном резервуаре между 6 и 8 ат, следовательно, в среднем 7 ат или 8 ата, находим по формуле (13) площадь малого воздушного поршня

$$\omega_4 = \omega_3 \sqrt{\frac{1}{p_4}} = 1\,000 \sqrt{\frac{1}{8}};$$

$$\omega_4 = 354 \text{ см}^2.$$

Чтобы большой паровой поршень опережал ход малого парового поршня, уменьшаем полученную площадь на 4%

$$\omega_4' = 354(1 - 0,04) = 340 \text{ см}^2,$$

чему соответствует диаметр поршня

$$d_4 = 208 \text{ мм.}$$

Для определения площади парового малого поршня воспользуемся формулой (15¹)

$$\omega_1 = \frac{1}{p_1(2-\alpha)-1/\alpha} \left(\frac{\omega_3^2}{\omega_4^1} + p_4\omega_4^1 - 2\omega_3 \right).$$

В этой формуле величину $\alpha = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ по конструктивным и габаритным соображениям принимаем равной 0,3. Кроме того по условию насос должен при давлении пара 11 ата доводить давление воздуха до 9 ата, поэтому

$$\omega_1 = \frac{1}{11(2-0,3) - \frac{1}{0,3}} \left(\frac{1\,000^2}{340} + 9 \cdot 340 - 2\,000 \right) = 260 \text{ см}^2.$$

Диаметр этого поршня $d_1 = 182$ мм.

Площадь и диаметр большого парового поршня равны:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{\alpha} = \frac{260}{0,3} \approx 870 \text{ см}^2;$$

$$d_2 = 333 \text{ мм.}$$

§ 35. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ПАРА И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПАРОВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ИХ

а) Объёмный коэффициент полезного действия

Между дном цилиндра и поршнем при каждом крайнем положении его имеются обычно некоторые промежутки. Пространства, образуемые этими промежутками, включая примыкающие к ним клапанные углубления и каналы, называются вредными пространствами.

У паровоздушных насосов в отличие от шатунно-кривошипных компрессоров величина вредного пространства не является постоянной. При малом давлении воздуха в главном резервуаре поршни почти вплотную подходят к крышкам. При максимальном давлении величина вредных пространств тоже максимальная. Она определяется остановкой поршня в момент перебрасывания парораспределительного золотника в другое положение, что происходит почти одновременно с переменной положения ходопеременного золотника, получающего толчок от парового поршня.

Можно считать, что у паровоздушных насосов при полном давлении воздуха в главном резервуаре (8 ат) поршни не доходят до крышек на 10—12 мм, что с учётом углублений составляет у существующих на дорогах СССР тандем-насосов около 5%, а у компаунд-насосов — 4,5% от объёма описываемого полным ходом поршня.

Мёртвое пространство служит причиной уменьшения количества засасываемого воздуха ввиду того, что процесс засасывания начинается не в самом начале обратного хода воздушного поршня, а лишь тогда, когда давление сжатого в мёртвом пространстве воздуха снизится до давления, несколько меньшего атмосферного.

Отношение действительно засасываемого объёма к теоретическому, представляющему собой произведение площади поршня на его ход, называется объёмным коэффициентом полезного действия. В специальных руководствах по компрессорам приводится метод расчёта этого коэффициента. Здесь, в табл. 25, даются готовые данные.

Таблица 25

Объёмные к. п. д. засасывания воздуха в зависимости от величины мёртвого пространства¹

Давление сжатия воздуха в 1-й ступени в ат	2	3	4	5	6	7	8
Мёртвые пространства в %	Объёмный коэффициент полезного действия						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
1,0	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93
2,0	0,98	0,96	0,96	0,92	0,90	0,88	0,86
3,0	0,97	0,94	0,92	0,88	0,85	0,82	0,78
4,0	0,96	0,92	0,88	0,84	0,80	0,76	0,72
5,0	0,95	0,90	0,85	0,81	0,75	0,70	0,65
5,0	0,95	0,90	0,85	0,81	0,75	0,70	0,65
6,0	0,94	0,88	0,82	0,76	0,70	0,64	0,58
7,0	0,93	0,86	0,79	0,72	0,65	0,58	0,51
8,0	0,92	0,84	0,76	0,68	0,60	0,52	0,44

¹ См. Н. М. Гиршберг, Поршневые компрессоры, 1932 г.

Из этой таблицы усматриваем, что при двуступенчатом сжатии воздуха, когда конечное давление в первой ступени достигает в среднем только 2,5 ат, объёмный коэффициент засасывания при 5 %-ном вредном пространстве равен около 0,90, тогда как при одноступенчатом сжатии до конечного давления 8 ат этот коэффициент равен 0,65.

У паровоздушных насосов это имеет особенно важное значение ввиду того, что при одном и том же ходе поршня при двуступенчатом сжатии воздуха увеличивается не только производительность насоса, но и экономится расход пара, так как отдача энергии сжатого воздуха во вредных пространствах у этого типа насосов обратно двигателю не возвращается (как это имеет место у кривошипно-шатунных компрессорных установок, у которых отдача компрессии воспринимается маховиком в виде движущей силы).

б) Коэффициент подачи воздуха

Коэффициент подачи показывает отношение поданного объёма воздуха, пересчитанного по температуре и давлению всасываемого воздуха, к засосанному объёму его.

Подаваемый в резервуар воздух исчисляется по описываемому поршнем объёму при атмосферном давлении с учётом объёмного коэффициента полезного действия.

Для пересчёта к температуре и давлению всасываемого воздуха выводится формула из уравнений состояния воздуха

$$V_0 p_0 = GRT_0 \quad \text{и} \quad V_{рез} p_{рез} = GRT_{рез},$$

откуда

$$V_0 = V_{рез} \frac{p_{рез}}{p_0} \frac{T_0}{T_{рез}}, \quad (16)$$

где V_0 — объём, приведённый к условиям всасывания;

$V_{рез}$ — объём главного резервуара, куда накачивается воздух (независимо от наличия в нём уже имеющегося сжатого воздуха до накачивания);

p_0 — атмосферное давление (для упрощения можно считать 1 кг/см²);

$p_{рез}$ — давление сверх имевшегося в резервуаре;

T_0 — абсол. температура всасываемого воздуха ($T + t_0$);

$T_{рез}$ — абсол. температура воздуха в резервуаре ($T + t_{рез}$);

Количество засасываемого насосом воздуха за n ходов поршня определяется произведением:

$$V_{зас} = n \omega_3 l \eta_{05}, \quad (17)$$

здесь ω_3 — площадь поршня;

l — величина его хода;

η_{05} — объёмный коэффициент;

n — число одинарных ходов поршня.

Величина фактически поданного количества воздуха, определяемая формулой (16), отнесённая к величине засосанного воздуха, определяемого формулой (17), будет представлять собой коэффициент подачи. Называя его буквой λ , имеем

$$\lambda = \frac{V_{рез} p_{рез} T_0}{p_0 T_{рез} n \omega_3 \eta_{05}}. \quad (18)$$

На величину λ оказывают большое влияние потери, получающиеся вследствие неплотностей поршней, клапанов, соединений и т. п. Следовательно, этот коэффициент определяет в основном степень исправного состояния насоса.

При проверке производительности насоса в условиях эксплуатации затруднительно определять температуру воздуха в резервуаре. Поэтому после выхода насоса из производства или из ремонта приёмочные испытания производятся упрощённым способом, состоящим в следующем. После предварительной работы насоса в течение 10 мин. для обогрева проверяют, через сколько секунд насос

может поднять давление в резервуаре объёмом в 500 л с 2 до 6,5 ат при давлении пара в паропроводе у насоса 10 ат при вполне открытом паровом вентиле.

Если это время окажется не более для tandem-насоса 90 сек., а для компаунд-насоса 45 сек., то насос считается выполняющим норму производительности.

Если главный резервуар имеет объём, отличающийся от 500 л, то норма указанного времени устанавливается пропорционально объёму этого резервуара.

Предполагаем, условно, что температура воздуха в главном резервуаре при этом испытании остаётся неизменной и равной температуре окружающего воздуха; тогда производительность tandem-насоса определится в следующем условном измерении засосанного воздуха

$$Q_{\text{усл}} = \frac{500 \cdot (6,5 - 2,0)}{1,5} = 1\,500 \text{ л/мин.}$$

Ради простоты так и считают, что нормальная производительность tandem-насоса 1 500 л/мин. Но это измерение является неточным, во-первых, потому, что испытание производится при давлении пара 10—11 ат, тогда как на паровозе давление в котле 14 ат и выше; во-вторых, в главном резервуаре температура значительно выше температуры окружающего воздуха, а поэтому при строгих лабораторных испытаниях производительность насоса не будет совпадать с той производительностью, которая определяется на практике, как условная мера.

В американской практике под производительностью паровоздушного насоса понимают способность его поддерживать в резервуаре давление на уровне 5 ат при заданном числе ходов поршней, когда у резервуара открыт кран, снабжённый диафрагмой с калиброванным отверстием, отвечающим определённому расходу воздуха в минуту согласно имеющихся таблиц.

В горных районах при испытании насосов необходимо принимать во внимание высоту места над уровнем моря. При одном и том же числе ходов поршней производительность насоса теряется на 5% на каждые 500 м высоты над уровнем моря. Например, на высоте 2 000 м потеря производительности достигает 20%.

в) Определение расхода пара и производительности паровоздушного насоса

Все существующие у нас и за границей паровоздушные насосы имеют разные диаметры цилиндров и длины ходов поршней.

Не касаясь конструкции насосов и их парораспределительных механизмов, выясним, какой из известных нам насосов является наиболее экономным в отношении расхода пара, считая, что по подобию его мы можем запроектировать насос любой производительности. С этой целью ниже излагается метод производства теоретической оценки насосов, а затем даётся сравнительная таблица их, составленная на основании этого метода.

При подсчётах расхода пара паровоздушными насосами на подачу 1 м³ атмосферного воздуха и сжатия его до определённого заданного давления надо учитывать то обстоятельство, что при одном и том же давлении подводимого к насосам пара, его давления в рабочих полостях цилиндров при крайних положениях поршней уже не будут одинаковыми, если соотношения диаметров паровых и воздушных поршней у каждого насоса различны. Кроме того, у машины, работающей по такому циклу, у которого конечное давление пара не ниже, а даже несколько выше, чем начальное, все расчёты необходимо относить к конечному давлению, так как расход пара определяется только этим давлением при данном объёме цилиндра.

Поршни у паровоздушных насосов в конце своего хода двигаются почти равномерно и поэтому можно сказать, что они находятся во взвешенном состоянии между давлениями пара и воздуха, а наличие движения объясняется лишь увеличивающимся объёмом пара в полости парового цилиндра вследствие непрерывного притока его.

В этом случае можно считать, что имеется полный баланс между паровой и воздушной частью насоса, что даёт возможность при надобности теоретически определить давление свежего пара в насосе, когда его поршни находятся в одном

из крайних положений. Так, для простого насоса это давление получаем из формулы (1)

$$p_1 \omega_1 = p_4 \omega_3.$$

Оно будет

$$p_1 = \frac{p_4 \omega_3}{\omega_1} \text{ ат.} \quad (19)$$

Для тандем-насоса из формулы (14)

$$p_1 \omega_1 = \frac{\omega_3^2}{\omega_4} + p_4 \omega_4 - 2 \omega_3 + \omega_1,$$

откуда

$$p_1 = \frac{1}{\omega_1} \left(\frac{\omega_3^2}{\omega_4} + p_4 \omega_4 - 2 \omega_3 + \omega_1 \right) \text{ ат} \quad (20)$$

и для компаунд-насоса из формулы (12) соответственно

$$p_1 = \frac{1}{\omega_1 (2 - \alpha)} \left(\frac{\omega_3^2}{\omega_4} + \omega_4 p_4 - 2 \omega_3 + \omega_2 \right) (\text{атм}), \quad (21)$$

где p_1 — давление свежего пара в конце хода поршня в *атм*;
 p_4 — конечное давление сжатого воздуха (главном резервуаре) в *атм*;
 ω_1 — площадь парового поршня в *см*²;
 ω_3 — площадь большого воздушного поршня в *см*²;
 ω_4 — площадь малого воздушного поршня в *см*²;
 α — отношение площадей малого и большого паровых поршней

$$\alpha = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Неувязка этих формул с практикой может доходить до 0,2 ат, что объясняется наличием не принятого нами во внимание сопротивления трения поршней, чем, конечно, можно пренебречь при сравнительных оценках насосов.

При сравнении качества насосов по удельным расходам пара достаточно найти для каждого насоса отношение веса пара данного давления в объеме парового цилиндра к объему засосанного воздуха за один ход поршня.

В этом случае искомый результат будет тем вернее, чем точнее будут учтены побочные расходы пара во вредных пространствах (образуемых между поршнями и крышками цилиндров, включая и паропроводные каналы), а также будет принят во внимание расход на парораспределительный механизм, действующий посредством пара, и на утечки пара через не вполне совершенные уплотнения паровых поршней и парораспределения. Кроме того, необходимо учесть объемный коэффициент полезного действия всасывания насоса и общий коэффициент подачи, если желаем относить расход пара к единице объема воздуха, поданного в резервуар.

Ранее уже рассматривался вопрос о вредном пространстве воздушного цилиндра. Его величина при давлении воздуха в главном резервуаре 7—8 ат определяется до 5%, что относится также и к паровым цилиндрам; но у этих последних имеются ещё паропроводные каналы, идущие от концов их к главному золотнику, они в сумме образуют добавочные вредные пространства около 4% от объема описываемого поршнем.

На парораспределение пар расходуется также пропорционально объему паровой полости цилиндрика разнопоршневого золотника, что составляет около 2% от объема парового цилиндра насоса.

Наконец, имеют место утечки пара через поршневые уплотнения рабочих и парораспределительных поршней, на что по опытам, производившимся НИИЖТ в 1935 г. инж. Гурским, расходуется до 8% пара.

Таким образом, эти расходы составляют (в %):

мёртвые пространства	5
каналы и полости	4
расход на парораспределение	2
расход на утечки	8

Всего 19

Учитывая этот расход, мы получаем следующее выражение для определения веса пара, идущего на один ход поршня

$$q = 10^{-6} (1 + 0,19) \omega_1 l \gamma_p \text{ (кг)}, \quad (a)$$

где ω_1 — площадь парового поршня в см^2 ;

l — длина хода поршня в см ;

γ_p — удельный вес пара при давлении p (берётся в помещённой ниже табл. 26).

В отношении подачи насосом воздуха учитываем неполноту засасывания. Согласно табл. 23, при вредном пространстве 5% объёмный коэффициент при давлении в первой ступени 2,5—2,7 ат равен $\sim 0,90$. Коэффициент подачи воздуха в главный резервуар (пропуски через поршневые кольца, запаздывание посадки клапанов, засасывание воздуха с давлением несколько ниже атмосферного и пр.) составляет в среднем для данного типа насосов 0,85 от расчётного объёма засосанного воздуха.

Таким образом, общий коэффициент подачи воздуха

$$\gamma = 0,90 \cdot 0,85 = 0,76$$

и поэтому объём подаваемого воздуха в главный резервуар, отнесённый к одному ходу поршня, будет

$$Q = 10^{-6} \cdot 0,76 \cdot \omega_3 l \text{ (м}^3\text{)}. \quad (б)$$

Здесь множитель 10^{-6} введён, полагая, что l и ω выражены, как и выше, в см .

Чтобы получить удельный расход пара, надо взять отношение (а) к (б):

$$q_{уд} = 1,57 \frac{\omega_1 \gamma_p}{\omega_3} \text{ (кг/м}^3\text{)}. \quad (22)$$

Из вышесказанного следует, что для определения удельного расхода пара надо произвести три операции:

1. По одной из формул (19), (20) или (21) в зависимости от типа насоса найти давление свежего пара p_1 в цилиндре насоса в атм .

2. По табл. 26 найти удельный вес пара γ_p .

3. По формуле (22) определить удельный расход пара $q_{уд}$.

Теперь перейдём к определению производительности насоса.

Если надо определить производительность насоса при постоянном давлении воздуха в главном резервуаре 8 ат и стандартном давлении пара 10 ат , при известном для данного насоса числе одинарных ходов поршней n в минуту, то надо формулу (б) помножить на n , именно

$$Q_n = 10^{-6} \cdot 0,76 \omega_3 l n \text{ (м}^3\text{/мин)}. \quad (23)$$

Здесь ω_3 и l берутся в см^2 и см .

Если же неизвестно число ходов, то берётся средняя линейная скорость хода насоса, равная в среднем 70 см/сек , или 4 200 см/мин , как произведение среднего числа ходов ~ 140 на среднюю длину хода 30 см . Для определения такой обобщённой производительности насоса надо в формулу (23) вместо ln подставить 4 200 и тогда получаем:

$$Q = 3,2 \omega_3 \text{ (л/мин)}. \quad (24)$$

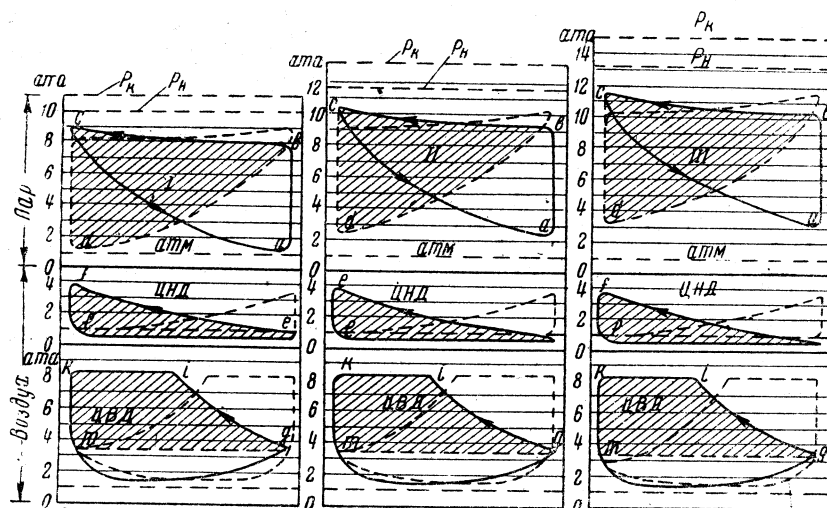
Здесь ω_3 берётся в см^2 .

Удельный вес γ_p насыщенного водяного пара
(Давления в таблице взяты в абсолютных кг/см^2)

Давление кг/см^2 атм	Удельный вес пара в кг/м^3	Давление в кг/см^2 атм	Удельный вес пара в кг/м^3	Давление кг/см^2 атм	Удельный вес в кг/м^3
4,5	2,37	7,5	3,84	10,5	5,29
5,0	2,62	8,0	4,09	11,0	5,53
5,5	2,87	8,5	4,33	11,5	5,77
6,0	3,11	9,0	4,57	12,0	6,01
6,5	3,36	9,5	4,81	12,5	6,25
7,0	3,60	10,0	5,05	13,0	6,49

в) Наивыгоднейший режим работы насоса

Некоторые специалисты считают, что наивыгоднейшая работа паровоздушного насоса, т. е. наименьший расход пара на единицу объема воздуха, получается тогда, когда насос работает полным непрерывным ходом при вполне открытом паровом вентиле.



Фиг. 118. Диаграммы работы пара и сжатия воздуха у паровоздушного тандем-насоса при разных давлениях пара

Такое представление получилось на основании существующего правила, что всякий двигатель и вообще всякая машина имеет наибольший коэффициент полезного действия тогда, когда она работает полной своей мощностью.

Однако в данном случае это правило не может распространяться на паровоздушные насосы, представляющие собой машины такого типа, у которых рабочий цикл пара является своеобразным, да и воздушная часть насоса отличается своими особенностями при сравнении со стационарными компрессорами.

Наивыгоднейшая работа паровоздушных насосов получается при такой скорости, при которой выхлопной пар успевает почти весь уйти из полости цилиндра в атмосферу.

Это вполне понятно из рассмотрения диаграмм работы пара и сжатия воздуха тандем-насоса (фиг. 118).

Площади диаграмм сжатия воздуха в цилиндрах efi и $gikm$, помноженные на площади соответственных поршней, сжимающих этот воздух, дают результаты, сумма которых равна работе, которую надо затратить на это сжатие. С другой стороны, площадь диаграммы работы пара abc за вычетом площади сопроти-

вления мяти: выхлопного пара abd , помноженная на площадь парового поршня, должна дать величину работы, которая должна преодолеть указанное выше сжатие плюс механические сопротивления. Если считать, что последние остаются почти постоянными при любых режимах работы насоса и работа сжатия воздуха до одного и того же давления остаётся тоже величиной постоянной, то, исходя из принципа действия и противодействия, приходим к заключению, что и работа пара при любых скоростях работы насоса будет одинаковой, как это и показано на диаграммах I, II и III в виде заштрихованных площадей, где площадь I относится к работе насоса при давлении пара в котле 11 *ата*, а у насоса 10 *ата*, площадь II — при давлении 13 *ата* в котле, а у насоса 12 *ата*, площадь III — 15 *ата* в котле, а у насоса 13 *ата*. Отличаются же циклы этих диаграмм только тем, что давления в рабочей полости и притиводавления выхлопного пара в нерабочей полости в конце хода поршня становятся всё выше и выше. При этом также имеется лишь тот выигрыш, что повышением давления пара в котле несколько увеличивается число ходов поршней, т. е. скорость подачи воздуха.

Так как удельный расход пара согласно формулы (22)

$$q_{уд} = 1,57 \frac{\omega_1}{\omega_3} \gamma_p (\text{кг/м}^3)$$

зависит от удельного веса пара γ_p при конечном его давлении p_1 , соответствующем точке c , то заключаем, что чем выше давление в котле, чем форсировка насоса больше, тем больший удельный расход пара, тем менее экономична работа насоса.

Казалось бы, что можно увеличить поперечные сечения паропроводных каналов и этим облегчить выход отработанного пара из полости цилиндра, чтобы уменьшить противодействие на поршень. Но это не даёт выигрыша, так как каналы длинные и поэтому значительно увеличивают вредные пространства, которые при высоком конечном давлении пара в цилиндре дают большие потери, не оправдывающие цели. Да и незачем, по существу, стремиться к тому, чтобы при высоких давлениях пара насос работал очень быстро и экономно, так как имеются другие важные условия, требующие совсем иного режима работы насоса.

Во-первых, внешнее воздушное охлаждение цилиндров не допускает длительной форсированной работы сжатия воздуха по условиям смазки. После кратковременной быстрой работы должна быть либо остановка насоса, либо медленная его работа для остывания.

Во-вторых, по условиям эксплуатации насос должен накачивать воздух в главный резервуар, подымая давление до 8 *ат* при давлении пара 8—9 *ат* и должен дать полную заданную производительность при давлении пара 10—11 *ат*.

Рассчитанный на эти рабочие давления, он уже не может выгодно работать при более высоких давлениях ввиду несоответствия величины площади парового поршня, ибо создаётся большой перепад давления между котлом и полостью цилиндра при излишне скорой работе насоса с большими потерями давления пара в паропроводе.

Само собой разумеется, что слишком медленная работа насосов также невыгодна ввиду наличия утечек пара через неплотности поршней и сальников паровых и воздушных цилиндров и в этом отношении надо найти ту середину для интенсивности работы насоса, которая будет наиболее выгодной.

г) Сравнительная оценка паровоздушных насосов по удельному расходу пара

Выше были выведены формулы, при помощи которых мы можем сделать сравнительную оценку различного типа насосов. Так, по формулам (22) и (24) нетрудно подсчитать расходы пара и производительности насосов, а также конечные давления пара. Последние нужны для определения наименьших давлений пара, при которых насосы могут ещё работать для поддержания в резервуаре давления воздуха 8 *ат*.

Оценка паровоздушных насосов по расходу пара на 1 м³ атмосферного воздуха, сжимаемого до 8 ат, при давлении подведённого к насосу пара 10 ат и средней скорости ходов поршней 42 м/мин (140 одинарных ходов величиной по 300 мм каждый) приведена в табл. 27.

Таблица 27

Оценка паровоздушных насосов по расходу пара на 1 м³ атмосферного воздуха

Тип насосов (те же, что и в табл. 28)	Конечное давление пара (+ат)	Расход пара на 1 м ³ воздуха кг/м ³	Расход пара в %	Производительность при пост. давлении в главном резервуаре 8 ат (л/мин)
Компаунд американский	8,7	2,6	90	3 400
Компаунд МТЗ 1941 г.	7,6	2,9	100	2 100
Компаунд МТЗ 1936 г.	7,5	3,2	110	2 250
Компаунд Кнорра	7,0	3,4	115	1 800
Тандем МТЗ	8,0	4,0	140	1 800
Простой насос американский	9,0	7,0	240	1 180

Примечание. В этой таблице производительность насосов выражена в л/мин при постоянном противодавлении воздуха в главном резервуаре 8 ат, приведённого по давлению и температуре к условиям всасывания.

Оценка дана в предположении одинаковой скорости поршней 70 см/сек, одинакового давления пара у входа в насосы 10 ат и постоянном давлении воздуха р_а.

Результаты помещённых в этой таблице подсчётов сделаны в порядке возрастающего расхода пара, принятого условно для компаунд-насоса МТЗ 1941 г. за 100%.

В табл. 28 дана размерная характеристика этих насосов.

Таблица 28

Размерные характеристики паровоздушных насосов, перечисленных в табл. 27

Типы насосов (те же, что и в табл. 27)	Вес в кг (прибл.)	Диаметры в мм и площади в см² поршней				Ход поршней в мм
		паровых		воздушных		
		малый	большой	большой	малый	
Компаунд американский	680	216 мм 366 см²	368 1063	368 1063	228 мм 408 см²	305
Компаунд МТЗ 1941 г.	532	190 мм 283 см²	290 660	290 660	190 мм 283 см²	360
Компаунд МТЗ 1936 г.	522	200 мм 314 см²	300 706	300 706	200 мм 314 см²	360
Компаунд Кнорра	500	180 мм 254 см²	300 706	270 572	165 мм 214 см²	360
Тандем МТЗ	375	203 мм 324 см²	—	270 572	160 мм 201 см²	260
Простой насос американский	—	203 мм 323 см²	—	217 370	—	260

§ 36. О КАЧЕСТВЕ ТОРМОЗНОГО ВОЗДУХА

а) Общие сведения

В этом параграфе мы остановимся на одном из важных вопросов тормозного дела — на чистоте и сухости рабочего воздуха и на способах получения его.

Водяные пары, содержащиеся в воздухе, могут быть в состоянии насыщен-

ном или в более или менее перегретом, что собственно и определяет степень сухости воздуха.

Чтобы нам не отступать от общепринятых определений гигрометрии, будем выражать ту или иную степень сухости воздуха отношением числа граммов пара, содержащегося в 1 м^3 , к тому количеству его, которое соответствует насыщенному состоянию.

Если воздух сухой, т. е. влажность его ниже 100% то он не только не увлажняет окружающие его предметы, а наоборот, сушит их.

Однако если сухой воздух охлаждать, то при некоторой пониженной температуре он окажется насыщенным и предельно влажным. Эта температура называется точкой росы. Дальнейшее охлаждение воздуха вызывает выделение влаги или снега и воздух становится пересыщенным.

Мы будем определять влажность воздуха во всех местах тормозной сети в зависимости от его температуры, удельного объема и давления, помня, что:

- 1) водяные пары подчиняются полностью закону Дальтона, который гласит: упругость и удельный вес пара в пространстве, содержащем воздух (или другой газ, который химически на него не действует), такие же, как и в пустоте;
- 2) упругость насыщенного пара и его удельный вес зависят исключительно от температуры его.

Эти два положения позволяют рассматривать пар, не считаясь с наличием воздуха и с его давлением в данном объеме. Но по изменению упругости воздуха, наблюдаемой по манометру, можно судить об изменении его удельного объема, а следовательно, и удельного объема содержащегося в нём пара, так как эти два газа независимо друг от друга занимают одновременно один и тот же объем, но имеют разные давления, сумму которых и показывает манометр. Он показывает в этом случае сумму парциальных давлений смеси воздуха и пара, но так как давление последнего при низких температурах очень мало (например, при $+10^\circ$ равно $0,012 \text{ ат}$) по сравнению с тем давлением воздуха, с которым придётся нам иметь дело ($5-9 \text{ ат}$), то давлением этого пара безусловно можно пренебречь.

Совсем иначе обстоит дело в отношении весовых количеств водяных паров, содержащихся в виде смеси в 1 м^3 воздуха. Вес насыщенного пара при низких температурах хотя тоже очень мал по сравнению с весом воздуха, однако из него постепенно может накопиться большой осадок конденсата или снега.

Нам необходимо выявить те обстоятельства, при которых можно гарантировать питание тормозной сети настолько сухим воздухом, чтобы в ней ни при каких условиях не наступала точка росы. Наоборот, если бы где-либо даже оказалось влажное место или небольшой застой воды, то последнее должно быть высушено этим воздухом.

В системах воздушных тормозов мы имеем как бы три области рабочего воздуха, находящегося в различных состояниях. Одна область—это атмосфера, окружающая компрессор, другая—главный резервуар и третья—тормозная магистраль с её сетью. Сжатый воздух, заполняющий эту последнюю область, будем называть, ради краткости, тормозным воздухом.

Наружный засасываемый насосом воздух зависит от состояния погоды, от времени года, а иногда от местных условий, например, выделение пара из какого-нибудь места паровоза вблизи насоса.

Воздух в главном резервуаре независимо от всех этих обстоятельств всегда обладает максимальной влажностью и пересыщен туманом.

Воздух, наполняющий всю тормозную сеть, начиная от крана машиниста до конца поезда, имеет переменное состояние: вблизи локомотива степень влажности его близка к точке росы, а в остальной части поезда он сравнительно сухой.

Влажный воздух вызывает быстрое и обильное образование в трубах ржавчины, которая от постоянной тряски во время хода поезда размельчается, заносится в тормозные приборы, где портит клапаны, золотники, забивает малые отверстия, играющие иногда важную роль.

Если тормозная сеть питается влажным воздухом в зимнее время, то в трубах и в приборах образуется снег, которым постепенно заволакиваются малые, а иногда и большие отверстия, просветы крановых пробок и вообще те места, где происходит мятие его.

Прежде всего выясним, от чего зависит и не зависит влажность воздуха в тормозной магистрали.

б) Степень влажности тормозного воздуха

Влажность тормозного воздуха совершенно не зависит:

1. От влажности наружного воздуха, от погоды, времени года, от пропуска пара вокруг насоса и т. п. В самом деле, какой бы влажности ни был наружный воздух, например самый сухой или самый мокрый, этот воздух после компрессии в насосе, попав в главный резервуар, окажется уменьшённым в объёме в 8 или 9 раз. Но водяные пары, которые были в нём до компрессии, такого уменьшения объёма не выдерживают, подчиняясь лишь температуре главного резервуара, а поэтому в образовавшемся объёме задерживается их по весу лишь столько, сколько при данной температуре может поместиться (это указывается в таблицах пара), плюс некоторое количество в виде взвешенного тумана; остальной пар обращается в воду. Таким образом, накачивание воздуха в главный резервуар всегда сопровождается накоплением конденсата.

Значит, в главном резервуаре постоянно имеется влага и даже вода, и поэтому пары, находящиеся в соприкосновении с ней, являются в этом случае всегда влажными парами.

Итак, какой бы воздух ни засасывался компрессором в главный резервуар, он всегда становится насыщенным до точки росы; только количество осаждающейся воды в резервуаре будет всецело зависеть от степени влажности наружного засасываемого воздуха.

2. От большого или меньшего количества скопившейся в главном резервуаре воды, если только уровень её не угрожает переливанием в питательную трубу. Если воды в резервуаре меньше того опасного уровня, когда она механически может во время движения паровоза попадать в устье питательной трубы, то, очевидно, количество этой воды никакого отношения к влажности воздуха в тормозной сети не имеет.

Действительно, эта вода только путём испарения может подняться со дна, но испаряться она не может, так как над ней всегда господствует насыщенный пар.

Чтобы вода от толчков паровоза не попадала в питательную трубу, надо, чтобы уровень её не подымался выше одной десятой диаметра резервуара, что соответствует количеству в 20 л при ёмкости резервуара 500 л.

Степень влажности тормозного воздуха зависит:

1. От имеющейся величины разности давления воздуха в главном резервуаре и в магистрали. Это является следствием того, что предельно насыщенный воздух главного резервуара при переходе в тормозную магистраль получает разрежение, соответствующее понижению давления. В связи с этим увеличивается удельный объём его и, следовательно, удельный объём заключающихся в нём водяных паров, а если этот процесс происходит при одной и той же температуре, то насыщенный пар переходит в перегретый.

2. Степень влажности тормозного воздуха зависит также от величины разности температур воздуха в главном резервуаре и в магистрали, температура которой обычно равна внешней температуре.

Справедливость этого положения вытекает из физического свойства паров, по которому упругость их и удельный вес являются функциями температуры. Определённое количество воздуха температуры t_1 , взятое из главного резервуара, приведённое к температуре t_2 в магистрали, конечно, изменит состояние содер-

жащегося в воздухе пара, а вместе с тем изменит и степень влажности воздуха.

Слишком большие утечки вызывают форсированную работу воздушного насоса без необходимых перерывов для охлаждения его и накачиваемого им воздуха.

В этом случае в главный резервуар будет нагнетаться горячий воздух, который, не успевая охладиться, переходит затем в тормозную сеть, унося с собой большое количество водяных паров, и чем выше температура, тем больше их будет переноситься в магистраль.

в) Некоторые наблюдения из практики

1. При спуске с Джаджурского перевала опытного поезда, следовавшего на автоматических тормозах зимой 1930 г., когда наружная температура воздуха была — 6°, поезд на 0,018‰ уклоне остановился сам собой, несмотря на то, что машинист поставил ручку тормозного крана в положение полного отпуска. После недолгих поисков было обнаружено, что отверстие пробки концевого крана тендера забито плотной массой снега, который, повидимому, постепенно накапливался, ввиду чего магистраль оказалась отъединённой от паровоза. Причина накопления снега в пробке концевого крана заключалась в том, что воздушный насос, не будучи вполне исправным, работал напряжённо и чрезмерно нагревал в резервуаре воздух, который поэтому и содержал большое количество водяных паров, из которых образовался снег.

2. На одном из паровозов ИС, который водил поезда «Красная стрела» между Москвой и Ленинградом, был поставлен новый паровоздушный компаунд-насос. Наблюдения за этим насосом производились осенью 1934 г. и показали вполне удовлетворительную подачу воздуха. Однако когда началась зима и внешняя температура упала ниже нуля, машинист однажды вынужден был в пути перейти на ручное торможение ввиду неоднократного замерзания магистрального трубопровода.

Причина заключалась в недостаточной (1,5 м) длине нагнетательной трубы. В дальнейшем после замены этой трубы другой, в виде петли протяжением 8 м, воздух в главном резервуаре не так сильно нагревался и тормоза зимой не замерзали.

Заметим, что в Америке на паровозах установлено по несколько главных воздушных резервуаров, а нагнетательные трубы между насосом и резервуаром образуют несколько поворотов длиной в общей сложности до 16 м. Давление в главных резервуарах поддерживается до торможения 6 ат, но в момент начала торможения кран машиниста включает один из двух регуляторов хода насоса, и тогда насос подымает давление до 9 ат соответственно установке второго регулятора. Таким образом, отпуск и зарядка тормоза происходят при большой разнице давлений, доходящей до 4 ат.

Какую влажность тормозного воздуха можно считать допустимой

Мы задаёмся целью питать тормозную магистраль только сухим воздухом.

Возникает вопрос: в какой степени он должен быть сухим? Ведь достаточно, чтобы содержащийся в воздухе водяной пар был хотя бы немного перегретым, и такой воздух можно называть сухим; но этот пар может обращаться в состояние насыщенного пара и образовать росу уже при незначительных понижениях температуры и давления.

Поэтому исследуем, какие могут произойти изменения температуры и давления внутри тормозной сети.

Температура внутри магистрали и в примыкающих к ней резервуарах и отрезках равна окружающей наружной температуре. Наружная же температура никогда внезапно не изменяется; во всяком случае, в тот короткий промежуток времени, в который происходит полное возобновление тормозного воздуха, расходуемого на тормозные процессы и утечки, т. е. примерно в 20 мин.,

не может произойти заметного изменения внешней температуры. Более же продолжительные интервалы нас не интересуют, так как найденный метод питания магистрали воздухом определённой сухости относится к температуре данного интервала времени.

Итак, устанавливаем, что изменения внешней атмосферной температуры не могут заметно влиять на состояние тормозного воздуха.

Остаётся исследовать возможные изменения температуры и давлений воздуха внутри самой тормозной сети во время тормозных и зарядных процессов.

По ходу данного исследования нас интересует величина не повышения, а понижения температуры. Известно, что при падении давления воздуха (при разрядке магистрали во время торможения) температура его вследствие расширения падает.

Произведённый расчёт, проверенный на опыте в лаборатории Московского тормозного завода, показывает, что при разрядке магистрали на 1,5 ат для производства служебного торможения получается небольшое падение температуры — порядка 0,5°. Такое небольшое изменение её объясняется малым весом воздуха, а следовательно, и малым количеством поглощаемого им тепла при сравнительно большом весе окружающих его стенок труб (соотношение весов около 1 : 700), отдающих своё тепло.

При экстренном торможении перепад давлений больше, но поскольку воздух при этом почти весь выпускается наружу, его температурное состояние нас не интересует.

Очевидно, понижение температуры воздуха при разрядке магистрали надо признать недостаточным фактором для образования точки росы в области тормозного воздуха.

Но известен ещё другой вид охлаждения, когда происходит мятие при пролакивании или дросселировании воздуха через сужения в трубопроводе или через узкие отверстия в воздухораспределителях при перетекании из одного резервуара в другой с меньшим давлением.

Эти процессы мятия воздуха хотя и сопровождаются изменением давления с высокого на низкое, но происходят без заметных потерь, что объясняется тем, что на некотором пути движущегося воздуха последний, расширяясь, производит работу, результатом которой является приращение скорости и живой силы движения его в узком месте и, как следствие этого, — местное понижение температуры. Однако затем эта живая сила воздуха, прошедшего через узкое место и попавшего в замкнутый объём, уничтожается, переходя обратно в теплоту. Следовательно, в одном месте столько теряется теплоты, сколько в другом приобретает. Это явление хорошо исследовано на опыте. Например, по его принципу построена холодильная машина Линда.

Эти явления поддаются расчёту,

Установлено, что во время мятия воздуха в узком месте получается падение температуры согласно следующей формуле (см. Шюле, Термодинамика, 1928 г., стр. 231):

$$\Delta t = 0,27^\circ (p_1 - p_2) \left(\frac{273}{T} \right)^2 \quad (27)$$

где Δt — полное падение температуры;

0,27° — число градусов падения температуры на каждую атмосферу падения давления;

$p_1 - p_2$ — разность давления по ту и другую сторону узкого места;

T — абсолютная температура, равная 273 плюс температура в градусах Цельсия.

Рассматривая формулу (27), мы видим, что образующийся местный холод пропорционален разности давлений при перетекании из объёма в объём и обратно пропорционален квадрату абсолютной температуры воздуха (в источнике).

Взяв невыгодные условия, например случаи зарядки камер и резервуаров зимой при давлении в источнике 7 ата и в приёмнике 1 ата при температуре — 30°

или $T = 273 - 30 = 243^\circ$, получим падение температуры в узком месте перетекания

$$\Delta t = 0,27^\circ (7 - 1) \left(\frac{273}{243} \right)^2 = 2,04^\circ.$$

Таким образом, охлаждение устья отверстия иногда вызывает осадок влаги или снега на нём, если протекающий воздух насыщен, что может служить причиной закупорки отверстия.

Во избежание этого необходимо установить такую предельную границу влажности воздуха, чтобы он при снижениях температуры на 2° не переходил в насыщенное состояние. Эту границу влажности легко определить по табл. 24 пара (см. выше § 33-б).

Предположим, что наружная температура воздуха -18° .

Смотрим по таблице, какой вес сухого насыщенного пара содержится в 1 м^3 при температуре на 2° ниже наружной, т. е. при -20° . Находим $-0,00100 \text{ кг}$. Следовательно, при данной температуре -18° мы не должны допускать содержания водяных паров в 1 м^3 тормозного воздуха больше указанного веса.

Чтобы определить процент влажности, находим по той же таблице, сколько должен весить насыщенный пар при данной температуре -18° . Оказывается, что $0,00118 \text{ кг/м}^3$, а так как мы не должны допустить содержания его в 1 м^3 воздуха больше $0,00100 \text{ кг}$, то, следовательно, влажность тормозного воздуха не должна быть больше

$$\frac{0,00100}{0,00118} \cdot 100 = 85\%. \quad (28)$$

Если подобный расчёт проделать, задавшись другой внешней температурой, например нуль или -16° , то мы пришли бы почти к такому же выводу. Его можно сформулировать следующим образом.

Если тормозной воздух содержит в себе водяных паров больше 85% того количества, которое значится в таблицах насыщенных паров соответственно данной наружной температуре, то такой воздух является недоброкачественным, а зимой опасным, так как может быть причиной замерзания тормозов.

д) Влажность воздуха в главном резервуаре

Атмосферный воздух в сухую погоду находится в ненасыщенном состоянии, характеризующемся тем, что в данном объёме содержится меньше пара, чем этот объём может заключить при данной температуре (табл. 24).

Если же воздух содержит такое количество пара, которое по этой таблице соответствует данной температуре, то наступает предельное насыщение, при котором считается насыщенным также и воздух.

Насыщенные пары характеризуются тем, что их упругость и удельный вес (вес 1 м^3) есть функция только одной температуры.

Перегретый пар, подобно воздуху, отличается некоторой устойчивостью своего состояния при известных весьма узких пределах температуры, давления или объёма, за которыми он переходит в насыщенное состояние. При этом точка росы может получиться как от охлаждения воздуха, так и от увеличения давления даже при несколько повышенной температуре.

Допустим, что температура наружного воздуха -10° , а влажность его 70%. Воздух безусловно сухой: смоченный холст в таком воздухе хотя и замерзает, но будет сохнуть.

Находим из приведённой выше табл. 24 удельный вес насыщенного пара при температуре -10° . Он равен $0,00222 \text{ кг/м}^3$. Так как в нашем примере влажность воздуха определена в 70% то, следовательно, в 1 м^3 его пара будет содержаться:

$$\gamma_{-10} = \frac{0,00222 \cdot 70}{100} = 0,00155 \text{ кг/м}^3.$$

Этот воздух при помощи насоса сжимается до 9 *ата* и в главном резервуаре имеет повышенную температуру, допустим на 20°.

Определим, во сколько раз удельный вес γ увеличится при сжатии воздуха до 9 *ата* при изменении температуры от -10° до $+10^\circ$. Для этого воспользуемся уравнениями

$$p_1 v_1 = RT_1; \quad p_2 v_2 = RT_2$$

или

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1 p_2}{T_2 p_1}.$$

Но так как отношение удельных объёмов $\frac{v_1}{v_2}$ равно обратному отношению удельных весов, то:

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{T_1 p_2}{T_2 p_1}.$$

До сжатия будем считать давление воздуха условно $p_1 = 1$ *ата*, а после сжатия, как сказано выше, $p_2 = 9$ *ата*. Абсолютная температура наружная $T_1 = 273 - 10^\circ$, а в главном резервуаре $T_2 = 273 + 10$. Подставляя эти цифры в последнюю формулу, получаем:

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{263}{283} \cdot \frac{9}{1} = 8,35,$$

т. е. в 1 м^3 воздуха после его сжатия до 9 *ата* по удельному весу стало пара больше в 8,35 раза. Поэтому если выше мы нашли, что до сжатия

$$\gamma_1 = 0,00155 \text{ кг/м}^3,$$

то после сжатия

$$\gamma_2 = 0,00155 \cdot 8,35 = 0,0128 \text{ кг/м}^3.$$

Но согласно табл. 24 при температуре $+10^\circ$ в 1 м^3 не может поместиться пара больше, чем 0,0094 кг/м^3 . Следовательно, излишек:

$$0,0128 - 0,0094 = 0,0034 \text{ кг/м}^3$$

оседет на дно резервуара в виде воды.

Чем выше температура наружного воздуха и чем больше его влажность, тем скорее накапливается вода в главном резервуаре. С другой стороны, даже при самых низких зимних температурах и при самой малой влажности воздуха, какая только может быть в природе, из пара, попадающего вместе с воздухом в главный резервуар, всегда часть оказывается лишней и осаждается в виде воды или снега.

Можно рассчитать, сколько скапливается воды в главном резервуаре за поездку в зависимости от погоды.

В примере 1 § 32а мы нашли, что для товарного поезда длиной в 75 вагонов расход воздуха в 1 час на тормозные и другие операции, включая и утечки воздуха, равен около 120 $\text{м}^3/\text{час}$.

Возьмём случай наиболее обильного накопления воды в главном резервуаре, например, осенью, во время сырой погоды и туманов, при 100% относительной влажности наружного воздуха. Пусть температура последнего будет 10° .

Из табл. 24 состояния пара находим, что абсолютная влажность (содержание водяных паров в 1 м^3) при этой температуре равна $\gamma_{10} = 0,0094 \text{ кг/м}^3$. Если принять, что воздух в главном резервуаре на 20° теплее наружного, то абсолютные температуры того и другого воздуха будут 283 и 303° . Тогда при сжатии воздуха до 9 *ата*, считая условно наружное давление за 1 *ата*, по указанной выше формуле получаем:

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{283}{303} \cdot 9 = 8,4,$$

откуда

$$\gamma_2 = 8,4 \gamma_1,$$

Но мы нашли, что γ_1 равно 0,0094, поэтому

$$\gamma_2 = 0,0094 \cdot 8,4 = 0,079 \text{ кг/м}^3,$$

так как при температуре воздуха в резервуаре 30° согласно табл. 24 в 1 м^3 не может содержаться водяных паров больше $0,0304 \text{ кг/м}^3$, то из воздуха влажности γ_2 должно обратиться в конденсат

$$0,0790 - 0,0304 = 0,049 \text{ кг.}$$

Общий расход воздуха на поезд в час мы приняли равным 120 м^3 , поэтому воды из этого воздуха будет осаждаться в резервуаре

$$0,049 \cdot 120 = 5,1 \text{ кг/ч.}$$

После каждой поездки, в особенности в сырую погоду, необходимо выпускать воду из главного резервуара.

Если сделать подобный расчёт накопления воды в главном резервуаре при влажности наружного воздуха 50% , т. е. при весьма сухой погоде, то получится, что в 1 час осаждается воды около $2,00 \text{ кг}$. Таким образом, при любых условиях в главном резервуаре всегда имеется вода.

Поэтому в нём влажность воздуха, находящегося в соприкосновении с поверхностью воды, никогда не бывает ниже 100% .

Отсюда следует вывод — независимо от состояния внешней атмосферы и от внешних обстоятельств, влияющих на влажность засасываемого компрессором воздуха, воздух в главном резервуаре всегда насыщенный и даже пересыщенный, т. е. мокрый.

Из табл. 24 насыщенного пара видно, что чем выше температура его, тем больше удельный вес. Из этого можем сделать ещё такой вывод: чем выше температура воздуха в главном резервуаре, тем больше содержание пара в нём и тем меньше будет осаждаться конденсата на дно резервуара, значит, тем больше будет его перенесено в магистраль.

Таким образом, необходимо стремиться к тому, чтобы наибольшее количество конденсата из воздуха выделялось бы в главном резервуаре, прежде чем он попадёт в тормозную магистраль.

е) Зависимость влажности тормозного воздуха от состояния его в главном резервуаре

Физические условия, влияющие на состояние воздуха в главном резервуаре и воздуха в тормозной сети, различны. На основании вышеприведённых второго и третьего выводов следует, что относительная влажность воздуха главного резервуара всегда предельная, т. е. стопроцентная, не зависящая ни от каких внешних обстоятельств; но абсолютная влажность, определяемая весовым количеством содержащегося в 1 м^3 пара, всецело зависит от температуры его. Эта же температура зависит в свою очередь не только от внешней температуры, но ещё и от форсировки работы компрессора, от исправности его, от величины охлаждающих поверхностей нагнетательной трубы и резервуара. Что же касается тормозной магистрали, то её температура нормально равна внешней атмосферной температуре и потому всегда несколько ниже температуры главного резервуара. Влажность же воздуха в магистрали зависит от количества водяных паров, перешедших из главного резервуара в магистраль, причём если этих паров окажется слишком много для данной температуры, то они будут пересыщены и могут дать осадок.

Чтобы точно выяснить степень влажности тормозного воздуха, заключённого в тормозной сети, воспользуемся методом последовательного исключения факторов, оказывающих на это влияние.

Предположим сначала, что температура воздуха в главном резервуаре и в магистрали одинакова, т. е. равна внешней температуре, но давления различны, например, в главном резервуаре p_1 ат, в магистрали p_2 ат. При питании последней для пополнения утечек воздуха, при отпуске тормоза, для зарядки, перепад давления с p_1 на p_2 соответствует расширению воздуха по закону $pV = \text{const}$.

Поэтому удельный объем воздуха в магистрали будет составлять p_1/p_2 от удельного объема в главном резервуаре, а так как содержащиеся в воздухе пары согласно закону Дальтона занимают тот же объем, что и воздух, причём до расширения (при выходе из главного резервуара) они были в насыщенном состоянии, то ясно, что после расширения при той же температуре они становятся перегретыми. Этот перегрев создаёт пониженную относительную влажность воздуха φ , которую нетрудно подсчитать. Для этого надо взять из табл. 24 насыщенных паров удельный вес их γ при данной температуре и помножить на отношение давления воздуха в магистрали к давлению воздуха в главном резервуаре.

Это будет пока абсолютное содержание пара в 1 м^3 воздуха магистрали, или удельный вес его

$$\gamma_{\text{пер}} = \gamma \frac{p_2}{p_1}.$$

Чтобы получить относительную влажность, надо взять отношение получившегося удельного веса к тому удельному весу, который должен быть для насыщенного пара той же температуры. Получаем

$$\varphi_{t_1=t_2} = \frac{\gamma_{\text{пер}}}{\gamma} = \frac{\gamma \frac{p_2}{p_1}}{\gamma}$$

или

$$\varphi_{t_1=t_2} = \frac{p_2}{p_1}. \quad (\text{a})$$

Итак, при равных температурах воздуха в главном резервуаре и в магистрали относительная влажность последнего равна отношению абсолютных давлений воздуха в главном резервуаре и в магистрали.

Для примера возьмём давление 8 ат в главном резервуаре и 5 ат в магистрали или, переводя в абсолютные атмосферы, 9 и 6 ат. Тогда влажность воздуха в магистрали будет

$$\frac{6}{9} \cdot 100 = 66\%.$$

Если принять во внимание, что влажность воздуха допускается 85%, то мы можем заключить, что при этих условиях тормозной воздух получился бы даже суше, что является желательным. Однако в действительности температура воздуха в главном резервуаре всегда выше, чем окружающая атмосферная, так как воздух после сжатия его в самом насосе настолько сильно согревается (примерно до 180°), что, несмотря на охлаждающую петлю, не успевает быстро остыть.

Определим теперь относительную влажность воздуха в магистрали при одинаковых давлениях в ней и в главном резервуаре, но неравных температурах (например, если при законченной зарядке тормоза оказалось, что давление главного резервуара сравнялось с давлением магистрали). Она будет

$$\varphi_{p_1=p_2} = \frac{\gamma_{t_1}}{\gamma_{t_2}}. \quad (\text{б})$$

Для того же, чтобы определить относительную влажность магистрального воздуха, если последний отличается от воздуха в главном резервуаре одновременно температурой и давлением, надо выражения (а) и (б) перемножить

$$\varphi_m = \varphi_{t_1=t_2} \cdot \varphi_{p_1=p_2} = \frac{p_2 \gamma_{t_1}}{p_1 \gamma_{t_2}}. \quad (29)$$

Здесь γ_{t_1} и γ_{t_2} берутся из табл. 24 насыщенных паров соответственно температурам.

Приведём пример. Пусть давление в главном резервуаре = 9 *ата* и в магистрали $p_2 = 6$ *ата*. Температура наружного воздуха и магистрали пусть будет $t_2 = -10^\circ$ и температура воздуха в главном резервуаре $t_1 = +6^\circ$.

Соответственно этим температурам находим из табл. 24 удельные веса: $\gamma_{t_1} = 0,0071$ *кг/м³* и $\gamma_{t_2} = 0,0022$ *кг/м³*.

Тогда согласно формуле (29) получаем

$$\varphi_m = \frac{6}{9} \cdot \frac{0,0071}{0,0022} = 2,15,$$

или 215%, тогда как влажность воздуха в магистрали не должна быть выше 85%.

Таким образом, разница в температурах главного резервуара и магистрали на 16° привела к тому, что воздух в последней пересыщен на 130%, т. е. большая половина содержащегося в нём пара даст осадок снега и взвешенного тумана.

Это явление может иметь место при отсутствии каких-либо средств, охлаждающих воздух.

В связи с этим прежде всего возникает вопрос, насколько надо снизить эту температуру и какие размеры для этого должна иметь охлаждающая петля.

Предельную допускаемую разницу температур воздуха главного резервуара и атмосферы можно определить, пользуясь формулой (29) и табл. 24.

В самом деле, если нам было известно, что наибольшая влажность воздуха в магистрали допускается не выше 85%, то, следовательно, должно быть соблюдено равенство

$$\varphi_m = \frac{p_2 \gamma_{t_1}}{p_1 \gamma_{t_2}} = 0,85. \quad (30)$$

Если примем:

p_1 — давление в главном резервуаре 9 *ата*;

p_2 — давление в магистрали 6 *ата* и отнесём наше исследование к зимнему времени при температуре, например, $t_2 = -20^\circ$, то по табл. 24 найдём, что γ_{t_2} — вес 1 *м³* водяного пара при $-20^\circ = 0,0010$ *кг/м³*.

Тогда найдём вес 1 *м³* пара, который должен быть в главном резервуаре при искомой температуре

$$\gamma_{t_1} = \frac{0,85 \cdot p_1 \gamma_{t_2}}{p_2} = \frac{0,85 \cdot 9 \cdot 0,0010}{6} = 0,00127 \text{ кг/м}^3,$$

что по той же табл. 24 соответствует температуре -17° .

Точно так же летом, например, при температуре $+14^\circ$ $\gamma_{t_2} = 0,012$

$$\gamma_{t_1} = \frac{0,85 \cdot 9 \cdot 0,012}{6} = 0,0153 \text{ кг/м}^3,$$

что соответствует температуре $+18^\circ$.

Отсюда видим, что как зимой, так и летом требуется, чтобы температура воздуха в главном резервуаре не превышала температуры наружного воздуха более чем на 3—4° и, как крайний случай, при влажности воздуха магистрали, близкой насыщению, разницу эту можно увеличить до 5°, что видно из формулы (30), если в ней вместо влажности 0,85 подставить 1,00.

ж) Меры, применяемые для охлаждения воздуха в главном резервуаре

Для того чтобы температура воздуха в главном резервуаре не была высокой, надо соблюсти следующие условия.

1. Не допускать продолжительной быстрой работы насоса. Для этого тормозная сеть должна быть достаточно плотной, а насос или компрессор исправ-

ными и достаточно мощными. При этих условиях насос работает спокойно с перерывами для охлаждения.

2. Нагнетательная труба должна содержаться в чистоте; образующийся налёт внутри на её стенках должен периодически удаляться путём отжига, обстукивания и продувки.

3. Нагнетательная труба должна быть такой длины (но не менее 8 м), чтобы образовалась охлаждающая петля с требуемой площадью поверхности охлаждения. Диаметр нагнетательной трубы должен быть больше расчётного на 30—40%. Например, компаунд-насос МТЗ должен быть снабжён нагнетательной трубой диаметром 50 мм вместо расчётных 35 мм.

4. На напорной трубе между главным резервуаром и краном машиниста должен стоять водоотделительный горшок.

5. Главные резервуары должны иметь по возможности большие поверхности и соединяться трубами диаметром 50 мм. Лучше ставить их по два и по три и делать удлиненной формы. Спускные краны должны иметь приводы, выведенные наружу паровоза.

В последнее время в США, пользуясь благоприятными в отношении температуры климатическими условиями, стали применять для охлаждения воздуха и отделения от него влаги холодильники с радиаторами, которые ставятся между первым и вторым главным резервуаром.

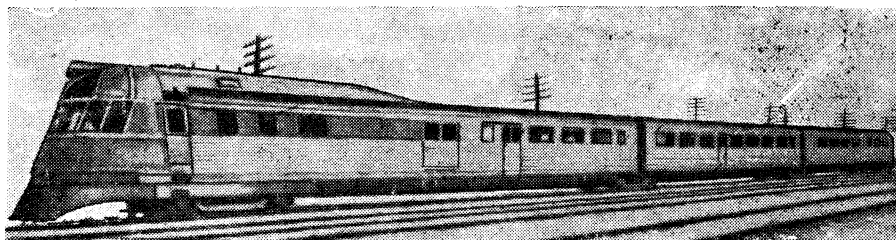
Производившиеся у нас попытки осушки воздуха посредством различных поглотителей влаги оказались на практике неудобными и дорогими.

ГЛАВА ШЕСТАЯ ТОРМОЗА ДЛЯ СКОРОСТНЫХ ПОЕЗДОВ

§ 37. ЗНАЧЕНИЕ ТОРМОЗОВ И ИХ ЭКСПЛУАТАЦИЯ

а) Общие сведения

Пассажирские поезда, развивающие скорость 160—200 км/ч, относятся к разряду высокоскоростных поездов. По виду и устройству они резко отличаются от обыкновенных поездов. Обычно в их составе обращается несколько больших вагонов обтекаемой формы (фиг. 119). Благодаря особой конструкции рессорного подвешивания и звуковой изоляции они имеют бесшумный ход. Специальная фильтрующая установка и герметически закрывающиеся двери и окна обеспечивают внутри вагонов независимо от погоды всегда свежий, определённой температуры кондиционированный воздух.



Фиг. 119. Общий вид скоростного поезда

Рельсовый путь для этих поездов должен иметь хорошую щебёночную постель, быть тщательно выверен, продольный профиль смягчён.

В недалёком будущем сверхскоростные поезда найдут широкое применение в нашей стране. В разработке их принимают участие советские конструкторы.

Для осуществления высоких скоростей необходимо кроме увеличения тяговой мощности моторвагона или локомотива также и значительное повышение эффективности работы тормозов.

Насколько важное значение имеет повышение интенсивности работы тормозов при высоких скоростях, видно из сравнения кинетических энергий поездов, движущихся с обычными и высокими скоростями. Например, если пассажирский поезд, идущий со скоростью 60 км/ч, после экстренного торможения остановился, пройдя тормозной путь, предположим, 200 м, то этот же поезд на том же участке, но идущий со скоростью 180 км/ч, т. е. в три раза скорее, остановится, пройдя тормозной путь, почти в 9 раз больший, т. е. около 1 800 м, так как кинетическая энергия его пропорциональна квадрату скорости. Рассчитывать на значительное повышение собственных сопротивлений не приходится, ибо они даже при очень высоких скоростях составляют около 5% от того сопротивления, какое могут дать тормоза.

Особенно важно стремиться к получению наибольшей силы торможения и быстрого её действия в первые моменты его применения, когда скорости высокие. Только тогда можно рассчитывать на большой выигрыш сокращения тормозного пути.

Границей максимальной физически возможной тормозной силы для колодных тормозов является сила сцепления колёс с рельсами. Но использование этой границы при торможениях представляет собой довольно сложную задачу ввиду того, что силы трения между колодками и колёсами по мере изменения скорости, с одной стороны, и нажатия — с другой, изменяются в обратном порядке по формуле (19) § 18.

$$\varphi = \frac{29}{\sqrt{\Delta x}(V + 40)}.$$

Из этой формулы видно, что при постоянном удельном нажатии Δx коэффициент трения φ будет всё время увеличиваться с уменьшением скорости V км/ч и уменьшаться с увеличением Δx , в то время как сила трения, равная $x\varphi$, где x — общее нажатие колодок, увеличивается, но уже, конечно, не пропорционально.

Ручное регулирование тормозной силы при помощи крана машиниста вообще возможно и практикуется при неполных торможениях по усмотрению машиниста, когда нет необходимости для быстрой остановки поезда. Но когда в экстренном случае ввиду появившегося заградительного сигнала или какого-нибудь препятствия дальнейшее движение поезда должно быть задержано, то в этом случае уже чрезвычайно важно такое торможение, которое всё время будет соответствовать максимально возможной и допустимой границе силы сцепления колёс с рельсами.

Эта сила тоже непостоянна, так как коэффициент сцепления ψ согласно формуле (55) § 21 является функцией скорости, именно

$$\psi = 0,24 - 0,0007 V.$$

Для того чтобы можно было при экстренных торможениях безошибочно получать переменное нажатие тормозных колодок, соответствующее тормозной силе при любой скорости, допускаемой по силе сцепления колёс с рельсами, надо, очевидно, ставить специальные контрольные автоматы. Такие приборы носят название детандеров и деселакронов.

Чтобы знать, как выполняется работа тормоза, снабжённого приборами, контролирующими силы нажатия колодок, нужно изучить характер расхождения функций сил трения и сцепления в зависимости от скорости колеса и нажатия колодок на него.

Для удобства будем рассматривать не колёсную пару, а одно колесо, на которое нажимают две тормозные колодки, сумма действия которых может уподобляться одной колодке с удвоенной площадью.

Тормозные колодки скоростных поездов имеют небольшую длину — около 300 мм. Обуславливается это тем, что от сильного нагрева длинные колодки дают настолько большую деформацию, что концы их перестают работать, а в то же время после остывания, при новом торможении, начинают сначала тереться концы, а потом середина колодки.

В американской практике испробована максимальная сила нажатия колодок при скорости около 160 км/ч до 330% от нагрузки на колесо; однако в нормальной эксплуатации для скоростей выше 100 км/ч допускается наибольшая сила нажатия в 250%; происходит это следующим образом. При экстренном торможении при скорости, например 180 км/ч, колодки нажимают на колесо с силой 250% от величины давления колеса на рельс. Это нажатие поддерживается до скорости 60 км/ч, после чего специальный инерционный прибор, приняв чрезвычайное замедление, воздействует на тормозную систему так, что нажатие колодок уменьшается до 100%. Перед остановкой поезда инерционный прибор ещё раз снижает нажатие колодок. Остановка поезда получается на сравнительно коротком пути и вполне плавно.

Насколько большое значение для сокращения длины тормозного пути имеет повышенное нажатие тормозных колодок (до 250% от давления колёс на рельсы) с применением деселакрона, видно из табл. 29.

В заграничной практике длины тормозных путей для скоростных поездов допускаются такие, при которых поезд мог бы остановиться в пределах данного блок-участка. Если содержание пути, охрана его и переездная сигнализация поставлены хорошо, то для безопасности движения этого, конечно, достаточно.

Т а б л и ц а 29

Длины тормозных путей при торможении поезда «Город Сан-Франциско» в США скоростным тормозом с деселакроном и обыкновенным тормозом без деселакрона
(из отчёта об опытах в 1934 г.)

Торможение начато со скорости км/ч	Длина тормозного пути в м	
	Скоростной тормоз с деселакроном	Обыкновенный тормоз без деселакрона
160	550	1160
120	340	630
60	97	117

б) Собственное сопротивление скоростного поезда

При расчётах скоростных тормозов может возникнуть вопрос относительно величин собственных сопротивлений поезда, хотя по сравнению с тормозной силой они и незначительны. Одной из наи-

более точных формул сопротивления поезда является формула Дэвиса ¹.

Дэвис предлагает считать отдельно удельное сопротивление движению головного вагона и отдельно всех последующих вагонов, не разделяя их на моторные и прицепные, но учитывая их вес и нагрузки на оси по следующим формулам:

$$\omega_1 = 0,65 + \frac{13,2}{P} + 0,014 v + 0,000\,045 A v^2;$$

$$\omega_1 = 0,65 + \frac{13,2}{P} + 0,014 v + 0,000\,064 A v^2,$$

где ω_1 — сопротивление головного вагона, отнесённое к 1 т;

ω_1 — то же в отношении остальных вагонов в поезде;

P — нагрузка на одну ось в т;

v — скорость поезда в км/ч;

A — площадь проекции лобовой поверхности головного вагона на плоскость, перпендикулярную направлению движения (в среднем около 7,5 — 8 м²) в м.

Первые три члена этих формул определяют механические сопротивления движению, а четвёртый член аэродинамические при средних условиях обтекаемости формы вагонов.

Для определения же среднего удельного сопротивления всего поезда надо отнести сумму полных сопротивлений всех вагонов к весу поезда Q

$$\omega_{cp} = \frac{q_1 \omega_1 + \sum q_i \omega_i}{Q},$$

где q_1 — вес головного вагона;

q_i — вес каждого из остальных вагонов

$$Q = q_1 + \sum q_i.$$

Известно, что удельное сопротивление (сопротивление, приходящееся на 1 т веса поезда) возрастает с облегчением веса поезда, что подтверждается вышеприведёнными формулами. Следовательно, удельные сопротивления гружёного поезда меньше, чем порожнего, но общее сопротивление, конечно, будет больше для гружёного поезда, чем для порожнего.

¹ Шавелин В. А., Тяговые расчёты электрических железных дорог, 1931 г.

в) Общая характеристика технических условий для скоростных тормозов

Скоростные тормоза должны удовлетворять следующим основным техническим условиям.

1. Тормоза должны быть вполне управляемыми как в сторону увеличения, так и уменьшения тормозной силы, т. е. допускать ступенчатое торможение и ступенчатый отпуск, и независимо от этого в случае надобности — экстренное торможение.

2. Так как каждая секунда промедления действия тормоза на высокой скорости даёт значительное увеличение тормозного пути (при скорости 180 км/ч — на 50 м), то скорость тормозной волны и быстрота наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом должны быть сколько возможно большими.

3. Должен применяться повышенный коэффициент нажатия тормозных колодок до 250% с автоматической регулировкой в зависимости от скорости или от допускаемого максимального замедления с переходом на меньшие нажатия при скоростях ниже 60 км/ч.

4. Следует по возможности разрабатывать лёгкие конструкции частей тормозного оборудования, изготавливая рычажные передачи из легированных сталей, приборы из особых лёгких сплавов, применяя тонкостенные резервуары и цельнолитые трубы из высококачественной стали.

5. Скоростные тормоза должны быть приспособлены для совместной работы с тормозами обыкновенных пассажирских поездов.

6. Практика существующих скоростных тормозов в Америке показала, что зарядное давление магистрали в 6,5 ат является достаточным для получения самых сильных торможений при небольших диаметрах тормозных цилиндров. Тогда давление в главном резервуаре должно быть от 8,5 до 9 ат.

7. Для того чтобы можно было быстро и легко отрегулировать кран машиниста на требуемое зарядное давление 6,5 ат при следовании с высокоскоростным поездом и на 5,0 ат при следовании с обыкновенным пассажирским поездом, золотниковый питательный клапан крана машиниста системы Вестингауза или другой орган при ином типе крана должен быть снабжён вентилем с указателем и упорами, чтобы простым поворотом на то или другое положение получить настройку на требуемое поездное давление.

Как пример наиболее совершенного в настоящее время скоростного тормоза, который удовлетворяет этим условиям, ниже (в пункте д) приводится описание принципиальной схемы скоростного тормоза, применяемого в США под названием «AHSC».

г) Техника торможения скоростного поезда

В практике вождения высокоскоростных поездов приходится применять те же основные три вида торможения, которые предусмотрены в Правилах технической эксплуатации для обыкновенных поездов: 1) экстренное торможение при неожиданном появлении заградительного сигнала или какой-либо опасности; 2) регулировочное торможение для снижения скорости по сигналам или для поддержания скорости на уклонах во избежание превышения предписанной скорости; 3) предвиденное торможение для остановки поезда на станции в определённом месте.

Экстренное торможение осуществляется самой простой манипуляцией: быстрой постановкой ручки тормозного крана в крайнее положение экстренного торможения до полной остановки поезда.

Этот род торможения не требует особого анализа и пояснений. Длина тормозного пути зависит от начальной скорости в момент торможения, от профиля пути и от свойств применяемого типа тормоза.

Если тормоз локомотива или моторвагона снабжён автоматической песочницей, то, очевидно, при экстренном торможении песок будет расходоваться при любой скорости поезда, но он будет приносить пользу лишь при пониженных скоростях. При высоких скоростях песок сдувается ветром.

Машинист должен помнить правило, что при следовании на спусках не следует превышать установленных расписанием скоростей. Эти скорости рассчитаны в соответствии с установленными нормами максимальной длины тормозного пути при экстренном торможении.

Регулировочное торможение. Скоростной тормоз должен быть вполне управляемым, чтобы можно было легко и быстро производить ступенчатые торможения и ступенчатые отпуска. Для получения быстрого перехода от высокой скорости к пониженной, требуемой сигналом или другими обстоятельствами, необходимо сразу делать смелые и крупные ступени торможения; затем надо своевременно давать ступени отпуска, когда скорость снизится, или совсем отпустить тормоз, если полученную скорость желательно оставить для следования поезда дальше по инерции.

Регулировочное торможение может также применяться для поддержания предписанной скорости на длинных и крутых уклонах. На менее крутых уклонах можно обходиться без подтормаживания, так как при высоких скоростях собственные сопротивления поезда достигают 8—10 кг на 1 т веса поезда, что уравнивает силу тяжести, например, на 8—10‰ уклоне, т. е. поезд сам по себе движется на таком уклоне с равномерной скоростью. На крутых же уклонах применяется торможение большей или меньшей силы с перерывами в зависимости от изменения профиля, наличия площадок, кривых, от направления ветра и пр.

Торможение для остановки поезда на станции. Рассмотренные выше экстренное и регулировочное торможения при следовании скоростных поездов являются большей частью случайными. Торможения же для остановок поезда на станциях являются обязательными при каждом выполнении маршрута согласно расписанию. При моторвагонной (дизельной) или электротяге высокоскоростные поезда, следующие со скоростями 160—190 км/ч, обычно на промежуточных станциях не останавливаются.

Скоростные поезда, обслуживаемые паровой тягой (скорости 120—150 км/ч), должны останавливаться на станциях для набора воды, а также для посадки и высадки пассажиров.

Скоростные поезда, предназначенные для курортных мест, проходят короткие пути и могут иметь остановки на промежуточных станциях, предусмотренные расписанием.

Остановки поездов на станциях являются остановками предвиденными и потому торможения могут быть произведены продуманно и наиболее целесообразно.

Целесообразность заключается в том, чтобы, соблюдая все предписания инструкции относительно входных сигналов, допускаемых скоростей на входных стрелках и на станционных путях, произвести остановку поезда с затратой наименьшего времени. Это вытекает из того обстоятельства, что средняя скорость поезда на перегоне зависит не только от технической скорости, развиваемой локомотивом или мотор-вагоном, но в значительной степени также и от величины как ускорения после трогания со станции отправления, так и от величины замедления при торможении для остановки поезда на станции прибытия. Неправильные приёмы торможения при подходе к станции могут значительно снизить эффект быстрой езды на перегоне (вследствие относительно большой траты времени на подъезд к станции).

Общий порядок торможения при подходе к станции скоростного поезда может быть представлен в следующем примерном виде, показанном на фиг. 120.

Вверху показана диаграмма производимого машинистом нажатия тормозных колодок в функции пути и соответственное изменение скорости поезда. Внизу движение поезда, пути и сигналы в плане.

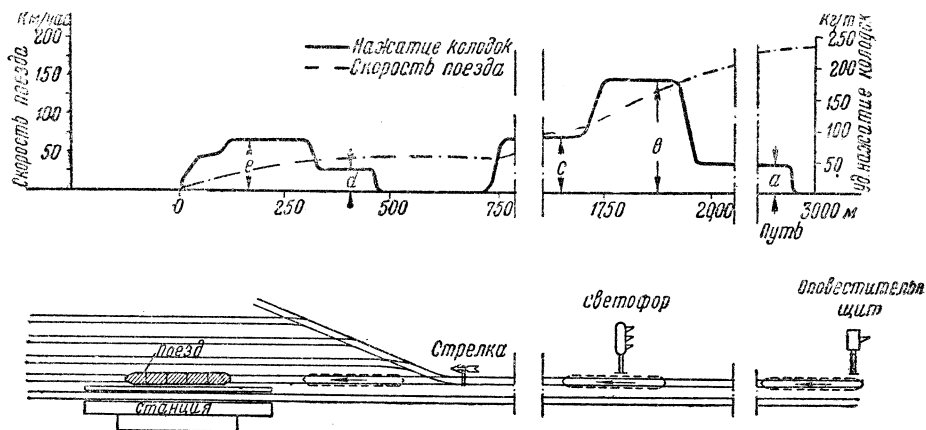
На определённом расстоянии от входного светофора установлен оповестительный щит, который служит указанием, что машинист должен закрыть подачу энергии в тяговый двигатель и готовиться к торможению поезда. Предполагаем, что светофор подаёт зелёный огонь.

Приступая к торможению, машинист сначала даёт небольшую ступень торможения (на диаграмме нажатие колодок *a*) для подготовки внимания пассажиров к начинающемуся торможению и для выравнивания возможных динамических реакций в сцепных аппаратах между вагонами.

Затем для получения достаточно ощутительного замедления скорости машинист даёт довольно сильное торможение (нажатие колодок *b*).

Когда скорость настолько уменьшится, что дальнейшее такое торможение ему покажется чрезмерным, он уменьшает его величину с таким расчётом, чтобы поезд, подъезжая к входной стрелке, имел скорость не выше той, которая предписана инструкцией (нажатие колодок *c*).

С этой скоростью и с отпущенными тормозами поезд въезжает на путь приёма. Здесь машинист снова приступает к торможению поезда для его остановки на станции уже обычными приёмами: на достаточном расстоянии даёт первую ступень торможения (нажатие колодок *d*), потом выбирает момент для второй ступени (нажатие *e*), и, наконец, для плавности остановки даёт небольшую ступень отпуска и затем полный отпуск.



Фиг. 120. Примерная диаграмма торможения скоростного поезда

Чтобы выполнить указанный режим торможения, очевидно, тормоз должен быть легко управляемым, допускать в случае надобности после полного отпуска немедленное производство нового торможения, иметь ступенчатый отпуск, большую скорость тормозной волны и весьма быстрое наполнение тормозных цилиндров. Сила торможения должна всецело зависеть от воли машиниста и поддаваться регулированию в пределах от нуля до максимума и от максимума до нуля и кроме того автоматически должен устанавливаться процент нажатия колодок на колёса, при больших скоростях больше, при малых меньше.

д) Схема и общая характеристика американского скоростного тормоза (AHSC)

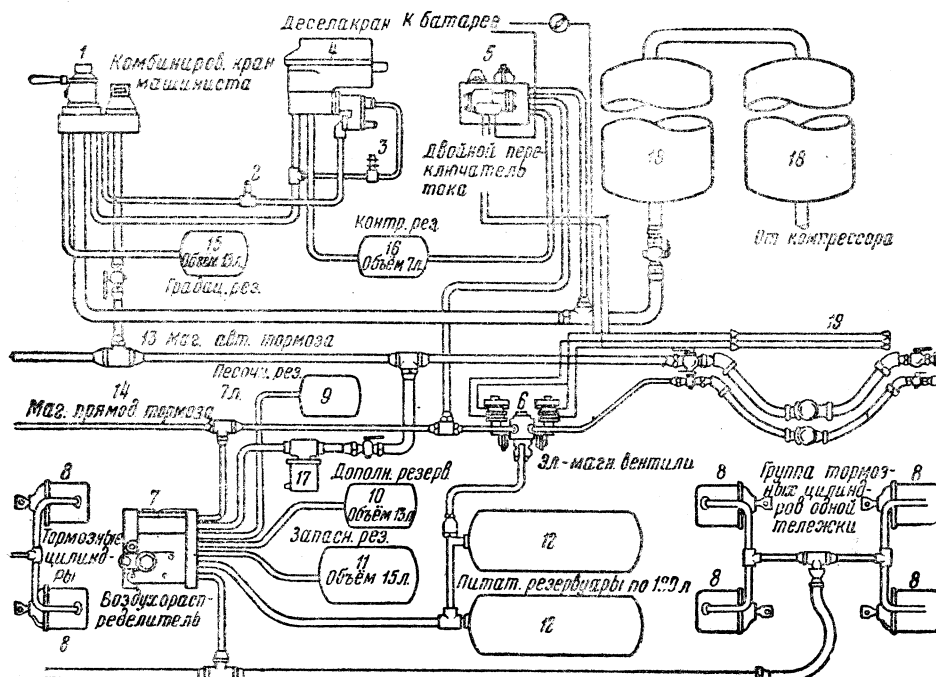
Для высокоскоростных поездов облегчённого веса железной дорогой Юнион-Пасифик применяется тормозное оборудование AHSC фирмы Вестингауза. Эта система представляет собой сочетание двух тормозов: автоматического и прямодействующего электропневматического. Система — двухпроводная: в одном проводе поддерживается поездное давление (около 6,5 ат), во втором проводе давление поднимается лишь во время торможения на величину требуемого торможения.

На фиг. 121 показана упрощённая схема расположения частей скоростного тормоза AHSC на электродизельном локомотиве. На вагонах расположение частей точно такое же, за исключением приборов управления 1—5, деселакрона 4 и резервуаров 15, 16, 18. Эти приборы под вагонами не ставят.

На локомотиве устанавливаются два мотор-компрессора (на схеме не показаны), накачивающие воздух в главные резервуары 18: один — главный ком-

прессор производительностью 2 500 л/мин и другой — запасный производительностью 1 500 л/мин. Первый включается регулятором при давлении воздуха в главном резервуаре 9 ат, второй — при давлении 8,5 ат. Когда первый компрессор вследствие большого расхода воздуха с работой не справляется, тогда включается второй компрессор. Оба компрессора останавливаются при давлении в главном резервуаре 9,5 ат.

На схеме показаны следующие приборы: 1 — комбинированный кран машиниста, который может быть переключён на управление либо автоматическим тормозом, либо прямодействующим скоростным тормозом; 2 и 3 — блокировочные клапаны, пропускающие воздух к деселакрону, когда давление в магистрали достигает определённой величины при служебных и экстренных торможениях; этим производится настройка деселакрона на различные замедления движения поезда; 4 — деселакрон, или баллистический регулятор нажатия тормозных колодок в зависимости от замедления скорости. Деселакрон



Фиг. 121. Схема расположения частей американского скоростного тормоза АНСС

автоматически уменьшает давление в контрольном резервуаре 15, когда сила торможения начинает переходить установленный предел. Уменьшение давления в контрольном резервуаре вызывает соответственное уменьшение давления в магистрали прямодействующего тормоза, что приводит к уменьшению тормозной силы во всём поезде; 5 — двойной переключатель тока, который замыкает и размыкает электрические цепи электромагнитных вентилей по поезду для впуска или выпуска воздуха из магистрали прямодействующего тормоза. Прибор управляется краном машиниста пневматически путём пополнения или опорожнения контрольного резервуара до определённого давления через деселакрон. Появление сжатого воздуха в магистрали прямодействующего тормоза воздействует на воздухораспределители под вагонами таким образом, что последние открывают очень широкие каналы для пропуска воздуха из особых питательных резервуаров в тормозные цилиндры, наполняя их почти мгновенно воздухом такого же давления, как и в магистрали; 5 — впускной и выпускной электромагнитные вентили магистрали прямодействующего тормоза, находящиеся под управлением двойного переключателя тока 5; 7 — двойной воздухо-

распределитель прямодействующего и автоматического тормоза; 8 — тормозные цилиндры у клещевых тормозов при каждом колесе (колодки схватывают колесо, снабжённое по бокам накладными дисками, с двух сторон); 9 — песочный резервуар для приведения в действие песочницы во время экстренного торможения; 10 — дополнительный резервуар, работающий при автоматическом торможении; 11 — запасный резервуар автоматического тормоза; 12 — питательные резервуары, передающие свой воздух во время торможения в магистраль прямодействующего тормоза через электромагнитный вентиль 5; они же питают тормозные цилиндры во время торможения; 13 — магистраль автоматического тормоза диаметром 1", при отпущенном тормозе заряжена до 6,5 ат; 14 — магистраль прямодействующего тормоза диаметром 1/2", при отпущенном тормозе магистраль имеет атмосферное давление; 15 — уравнильный резервуар при кране машиниста, служащий для прямодействующего торможения; 17 — фильтр; 18 — главные резервуары; 19 — электропровод, связывающий электромагнитные вентили поезда с двойным переключателем тока 5 на локомотиве.

Действие тормоза. Комбинированный кран машиниста 1 переключаем посредством имеющейся справа ручки на управление, предположим, прямодействующим скоростным тормозом.

Для того чтобы произвести торможение, поворачиваем тормозную ручку крана машиниста в положение служебного торможения и после краткой выдержки ставим её в положение перекрыши (обычный приём при кране машиниста Вестингауза). Вследствие этого в контрольном резервуаре 15 создаётся давление, величина которого соответствует длительности выдержки ручки крана в тормозном положении. Давление это, действуя на особое контактное устройство 5, замыкает электрическую цепь магнитных вентилях 6, чтобы сообщить магистраль прямодействующего тормоза 14 с питательными резервуарами 12, и размыкает эту цепь лишь тогда, когда в магистрали появится давление такой же величины, как в контрольном резервуаре. Подобно этому происходит и выпуск воздуха из магистрали при отпуске тормоза. Выпуск осуществляется при помощи других электромагнитных вентилях при замыкании их электрической цепи для отпуски тормоза.

Если бы магистраль прямодействующего тормоза соединялась непосредственно с тормозными цилиндрами, то управление тормозом уже вполне осуществлялось. Но дело в том, что наполнение этих цилиндров происходило бы не быстро. Для получения же почти мгновенной ступени давления в тормозных цилиндрах магистраль прямодействующего тормоза соединяется с воздухораспределителями, устроенными так, что при появлении давления в ней они открывают сообщения резервуаров 12 широкими каналами (при помощи особых срывных клапанов) с тормозными цилиндрами 8 под всеми вагонами и тут же закрывают это сообщение, как только в цилиндрах появится давление, равное давлению в магистрали.

В случае порчи электропневматического тормоза автоматически осуществляется переход на работу прямодействующего тормоза от крана машиниста, но тогда торможение и отпуск получаются медленнее.

В случае открытия в поезде стоп-крана или разрыва поезда действует вторая магистраль 13 автоматического тормоза обычным порядком, по принципу скоростных тормозов Вестингауза.

При работе прямодействующего тормоза все операции производятся электропневматическим путём. Замыкание и размыкание электрической цепи производится особым переключателем 5, а не ручкой крана машиниста, как в других системах электропневматических тормозов.

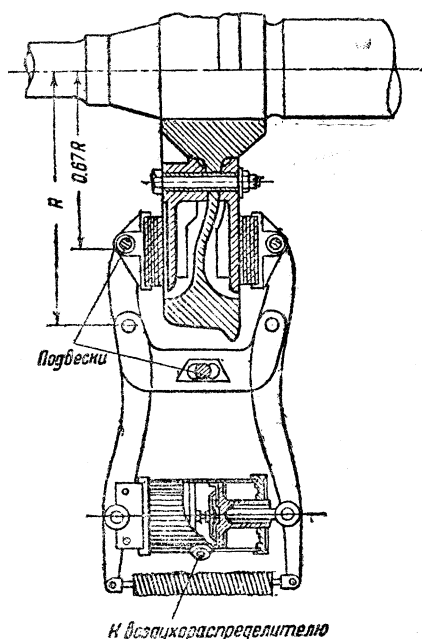
Большие нажатия тормозных колодок на колёса, установленные для высоких скоростей (от 160 км/ч до 60 км/ч), уменьшаются автоматически при меньших скоростях посредством деселакрона 4. Известно, что коэффициент трения зависит от скорости: будучи сравнительно незначительным при высоких скоростях, он быстро увеличивается с уменьшением скорости, особенно при скоростях ниже 60 км/ч, между тем как коэффициент сцепления колёс с рельсами изменяется незначительно.

Действие деселакрона основано на инерции груза весом около 10 кг на шариковых роликах, подпружиненного с одной стороны. Пружина регулируется на силу инерции груза, возникающей при заданном предельном замедлении поезда. Деселакрон автоматически снижает нажатия тормозных колодок путём уменьшения давления в магистрали прямодействующего тормоза в те моменты, когда замедление поезда становится больше, чем допускается, ибо тормозная сила по сравнению с силой сцепления колёс с рельсами в эти моменты доходит до установленного допускаемого предела вследствие возрастания коэффициента трения с уменьшением скорости.

Деселакрон во время своей работы настраивается сам собой на те торможения, которые производятся, например на слабое служебное, на сильное служебное и на экстренное, самое сильное. При каждом таком торможении он допускает наибольшее замедление поезда соответственно на 0,9, 1,3 и 1,5 м/сек². Настройка на замедление 0,9 м/сек² происходит, когда при торможении с большой скорости (150—170 км/ч) в магистрали прямодействующего тормоза (следовательно и в тормозных цилиндрах) машинист устанавливает давление в 3 ат в виде первой ступени торможения. При экстренных торможениях, когда давления в тормозных цилиндрах доходят до 6 ат, деселакрон

автоматически настраивается на замедление 1,5 м/сек². Когда же при низших скоростях появляется указанное замедление, то оно автоматически снижает давление в тормозной магистрали настолько, чтобы замедление стало меньше. При новом возрастании замедления этот процесс повторяется.

Подробное описание деселакрона, равно как и воздухораспределителей и электропневматических приборов этого тормоза, имеется в книге «Тормоза», ч. 1-я, изд. 1939 г.



Фиг. 122. Дисковый тормоз

е) Дисковые тормоза

Условия трения тормозной колодки о бандаж или об обод колеса при больших скоростях и сильных нажатиях не вполне благоприятны как в отношении полноты прилегания, так и отвода выделяющегося тепла. На поверхностях катания колёс часто появляются термические трещины.

В этом отношении представляют интерес более совершенные дисковые тормоза (фиг. 122). По бокам центра цельнокатаного колеса прикрепляются два диска, к которым прижимаются диаметрально расположенные четыре колодки (на чертеже показаны только две). Нажатие производится при помощи местной клещевой передачи от малого тормозного цилиндра. Такое устройство имеет каждая пара колодок. Благодаря такому принципу число тормозных колодок удваивается, а тонкие диски способствуют улучшению условий теплопередачи как в отношении конвекции, так и теплопроводности.

К тормозным цилиндрам воздух подводится гибкими шлангами от общего для каждой тележки воздухораспределителя.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ИСПЫТАНИЯ ТОРМОЗОВ

§ 38. МЕТОДЫ СТАЦИОНАРНЫХ И ПУТЕВЫХ ИСПЫТАНИЙ ТОРМОЗОВ

Характер работы тормозов в поезде зависит преимущественно от воздухо-распределителя и только отчасти от крана машиниста, тормозных цилиндров и рычажных передач. Поэтому, если говорится об испытании тормозов, то в большинстве случаев под этим подразумевается испытание определённого типа воздухо-распределителя, в его индивидуальном виде или в групповой работе, в стационарной или поездной обстановке.

Всякое испытание имеет своей целью выявить характеристику работы тормоза или проверить его работу согласно имеющимся техническим условиям. Это бывает нужным в различных случаях. Например, при выпуске новых воздухо-распределителей, тройных клапанов, кранов машиниста и прочей тормозной аппаратуры из завода или в эксплуатации — из ремонта; иногда бывает необходимо проверить воздухо-распределитель поезда, потерпевшего крушение из-за неисправности тормозов, или вообще изучить недостатки существующих тормозов; наконец, при создании нового типа тормоза делаются многократные испытания его для выяснения, какие коррективы надо внести, чтобы работа его была такой, как намечено проектом.

Для всех этих и подобных им целей применяются следующие виды испытаний, которые будут здесь рассматриваться отдельно.

1. Индивидуальные испытания одного воздухо-распределителя или крана машиниста на особом индивидуальном испытательном столе.

2. Групповые стационарные испытания в лаборатории на особой групповой испытательной станции, олицетворяющей собой поезд в виде магистрального воздухопровода и числа тормозных мест без рычажных передач. Такие же испытания можно производить и на стоянке в поезде.

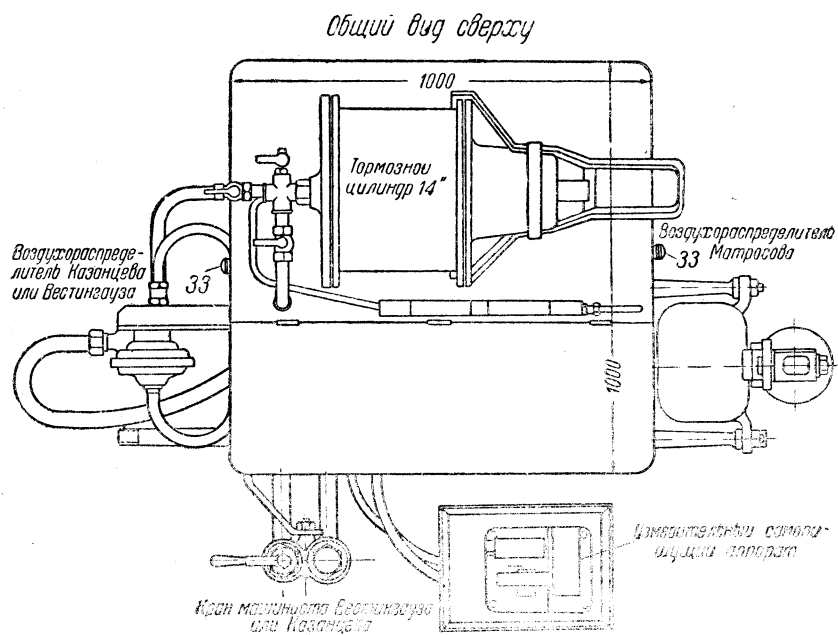
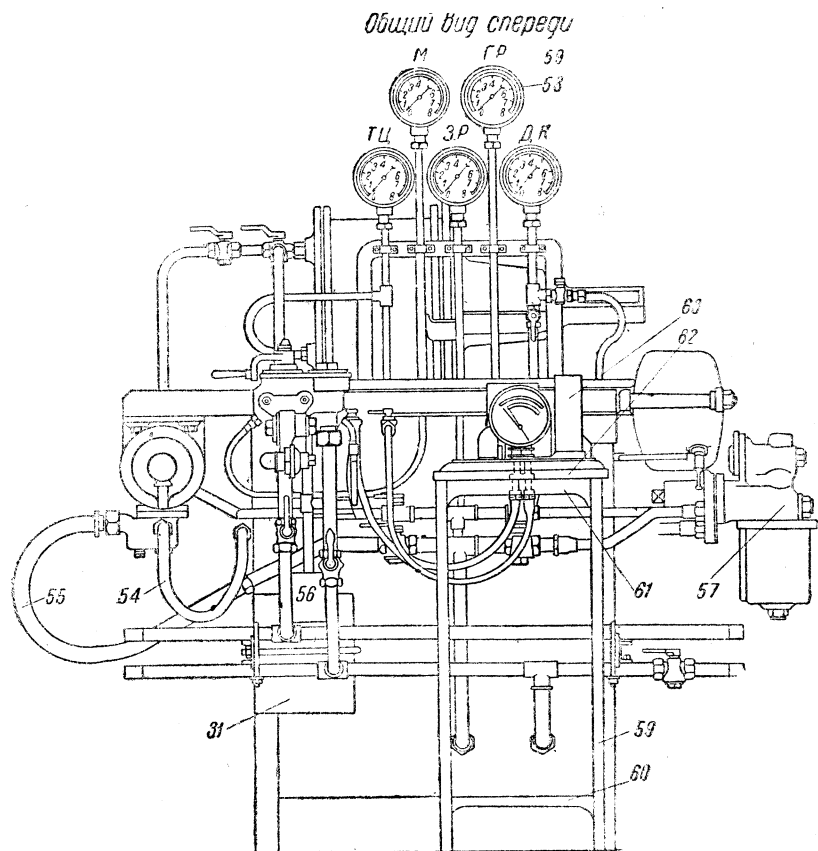
3. Путевые или поездные испытания, на которых производится проверка работы тормоза в его естественной обстановке во время следования поезда.

4. Есть ещё один вид испытаний, называемый эксплуатационным, когда уже проверенный тормоз передаётся на некоторое время под наблюдение в эксплуатацию для того, чтобы окончательно убедиться в его пригодности.

Из всех этих видов испытаний наиболее сложными, дорогими, требующими много времени, являются поездные испытания, а наиболее простыми — индивидуальные.

В то время как стационарные испытания позволяют всесторонне изучить свойства испытываемой тормозной системы лишь в отношении внутренних её качеств, путевые испытания являются естественной проверкой тормоза для того, чтобы выявить внешние эффекты системы тормоза и убедиться, достаточно ли надёжно данная система удовлетворяет эксплуатационным требованиям и техническим условиям.

Никакая новая система тормоза не может быть принята для эксплуатации, прежде чем она не пройдёт стационарные и путевые испытания настолько удовлетворительно, насколько это требуется.



Фиг. 123. Индивидуальный испытательный стол

С другой стороны, если испытываемая тормозная система не дала удовлетворительных результатов уже при стационарных испытаниях, то она не может быть допущена и к путевым испытаниям.

а) Индивидуальные испытания тормозов

Для индивидуального испытания воздухораспределителей и крана машиниста существуют испытательные столы различных конструкций. Образец такого стола показан на фиг. 123.

Каждый стол представляет собой как бы отдельную тормозную единицу, снабжённую краном машиниста, манометрами, приспособлением для регулировки величины выхода штока поршня тормозного цилиндра. Изображённый стол позволяет одновременно устанавливать на нём два воздухораспределителя, например Матросова и какой-либо другой — Казанцева или Вестингауза. При испытании одного из них другой отключается кранами.

При испытании воздухораспределителей определяются следующие величины: время зарядки запасного резервуара от нуля до 5 ат, время наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом до давления 3,5 ат как при полном, так и при экстренном торможении. Проверяется степень чувствительности и нечувствительности, для чего создаются соответственные темпы падения давления в магистрали посредством особых выпускных краников при отъединённом кране машиниста. Определяется время отпуска тормоза. Все эти испытания могут быть повторены при разных величинах выхода штока тормозного цилиндра.

Указанные измерения производятся посредством манометров и секундомеров или они могут быть записаны на ленте специального самопишущего индикаторного прибора, приключённого к определённым точкам испытательного стола при помощи резиновых трубок, как показано на фиг. 123.

б) Групповые стационарные испытания тормозов

Под стационарными испытаниями подразумевается испытание тормозов в поездах на стоянке или же на особой групповой станции (фиг. 124).

Она представляет собой батарею, состоящую из стольких рядов согнутых овалом труб, сколько вагонов в поезде, при этом длина каждой трубы равна длине вагона, а отдельные трубы соединены между собой гибкими рукавами, представляющими междувагонные соединения. Тормозные цилиндры и воздухораспределители расположены на особой станине под батареей труб и соединяются с последними отрезками подобно тому, как на подвижном составе. В общем, на небольшой площади воспроизводится тормозная магистраль длинного поезда со всей аппаратурой и приборами управления и манометрами для измерений.

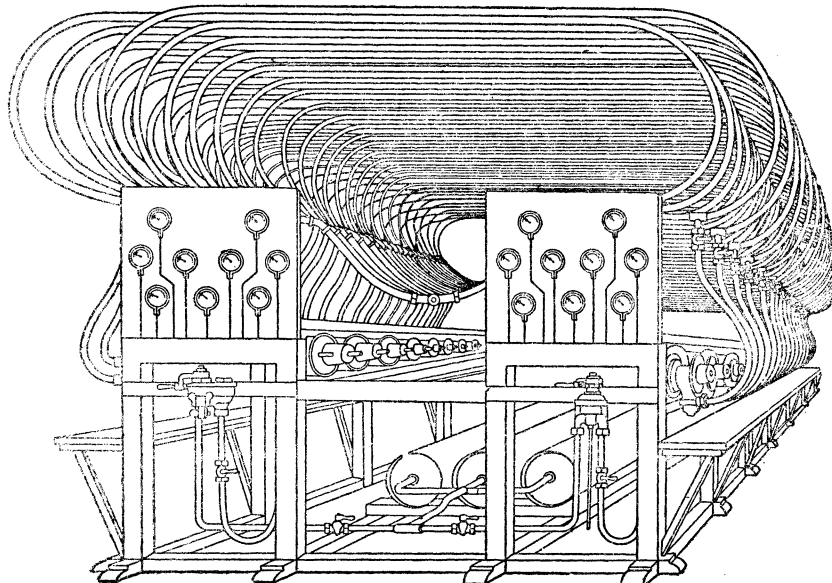
Управление всеми тормозами может производиться с левой или с правой фронтальной стороны групповой станции, тогда соответственно эта сторона будет представлять собой голову, а другая сторона в это время служит хвостом поезда. Выходы штоков поршней тормозных цилиндров во время торможения (или их уход в цилиндры) показывают порядок и последовательность работы тормоза, т. е. распространение тормозной волны.

На такой станции производится тщательное и длительное изучение тормоза с целью определения его внутренних качеств или выявления недочётов; тут же вносятся коррективы, после которых снова испытывают тормоз, и т. д. Групповая станция служит также и для приёмки тормозов, выпускаемых заводом.

На обоих фронтальных концах станции имеются отводы с кранами от магистрали, тормозных цилиндров, запасных резервуаров, дополнительных камер для присоединения к ним в случае надобности резиновых рукавов от самопишущих измерительных приборов. Эти приборы и методы пользования ими описываются ниже в качестве оборудования измерительного вагона.

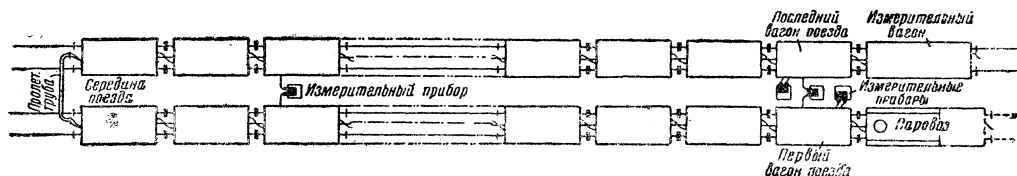
Такие же приборы иногда устанавливают по середине длины тормозной станции. Благодаря электрической связи самопишущих приборов с контактными часами и краном машиниста получается полная координация всех получаемых

диаграмм, которые потом разрабатываются и изучаются в отношении одновременности работы тормозных единиц в голове, в середине и в хвосте, а также в отношении отступлений от предписанных норм и расхождений ввиду различных расстояний от крана машиниста. Измеряются времена зарядки, торможения, отпуска, тормозной волны от крана машиниста до последнего хвостового тормоза и т. д., что более подробно описано ниже при описании путевых испытаний тормозов.



Фиг. 124. Групповая тормозная станция

Такие стационарные испытания можно производить не только на специальных лабораторных групповых станциях, но и на поездах во время их стоянок. При поездных испытаниях на стоянке поезд разделяется пополам и обе половины ставятся на смежных путях так, чтобы хвост поезда стал рядом с паровозом (фиг. 125), а разъединённая середина поезда снабжается пролётной магистральной трубой, чтобы получить непрерывную магистраль. Затем снаружи на между-путье или внутри вагонов устанавливаются столы с измерительными приборами



Фиг. 125. Расположение опытного поезда при стационарных испытаниях

в разных намеченных местах поезда, к ним подводят гибкие тонкие рукава от магистрали, от тормозного цилиндра, запасного резервуара и от других элементов тормоза данного вагона; затем проводится электрическая связь и делаются все испытания внутреннего состояния тормоза; отсутствуют только показатели внешней работы тормоза. Такие испытания производятся обычно предварительно перед поездными испытаниями или в промежутках между ними для всестороннего изучения пневматики тормоза.

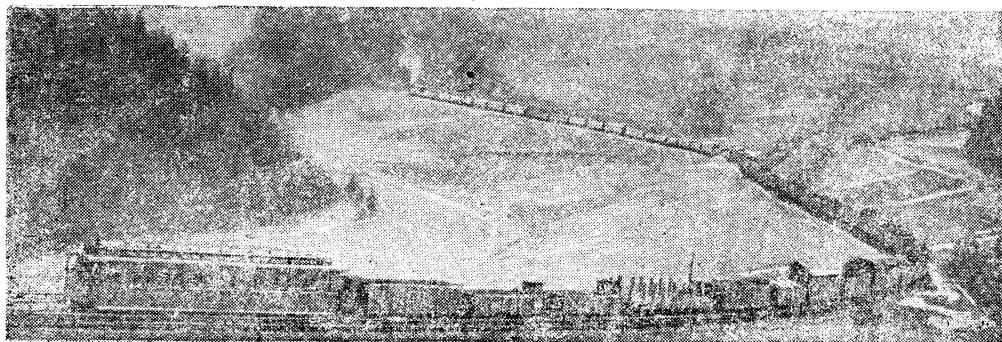
в) Поездные или путевые испытания тормозов

Во время испытаний определяются все свойства тормоза в пути при выполнении заданной программы в виде поддержания равномерной скорости по уклону, остановок или перехода от высшей скорости на низшую в кратчайший прое-

жуток времени и т. д. на определённых профилях пути, при разных комбинациях расстановки тормозных и нетормозных, гружёных и порожних вагонов в поезде. В этих испытаниях также даётся тормозу окончательная оценка. Испытания тормоза производятся преимущественно на спусках.

Общий вид опытного товарного поезда с измерительным вагоном в хвосте изображён на фиг. 126.

Из указанных выше видов испытаний наиболее важную роль играют путевые, которые должны быть соответственно организованы и обставлены измерительными приборами, помещаемыми в специальном измерительном вагоне. С одной стороны, должны иметься измерительные приборы для наблюдений и регистрации внутренних процессов, протекающих внутри самой тормозной системы, т. е. в магистрали, в тормозных цилиндрах, в запасных резервуарах, в дополнительных резервуарах и в других местах; с другой стороны, необходимы измерительные приборы для наблюдений и регистрации внешних явлений, происходящих во время работы тормоза, как то: воздействия его на подвижной состав, замедления движения поезда и распространения тормозного эффекта. Результаты измерений



Фиг. 126. Вид опытного поезда с измерительным вагоном в хвосте поезда

в виде различных характерных величин в функции времени или пути регистрируются преимущественно в конце поезда, в середине и в начале. Полученные данные приводятся к одной начальной ординате времени.

Для получения полной картины происходящих процессов в тормозной системе особенно необходимо:

- а) установить момент начала торможения;
- б) определить время, необходимое для передачи тормозного действия от паровоза до места наблюдения, т. е. время тормозной волны;
- в) произвести наблюдения и записи начальных моментов и дальнейшего развития процессов изменения давления в отдельных местах тормозной системы, а именно:

- 1) в магистрали;
- 2) в тормозных цилиндрах;
- 3) в запасных резервуарах;
- 4) в дополнительных камерах, если таковые имеются.

Измерения и наблюдения внешних результатов тормозного действия заключаются в следующем:

- а) в определении скорости поезда в каждый отдельный момент процесса торможения;
- б) в установлении величины замедления движения во время торможения;
- в) в определении длины тормозного пути, т. е. пройденного расстояния от начала торможения до остановки поезда;
- г) в определении длительности всех протекающих процессов торможения;
- д) в установлении величины сил реакций ударных и тяговых устройств подвижного состава.

В целях основательного изучения и проверки работы тормоза в поезде необходимо, чтобы наблюдения производились одновременно по возможности в разных местах длины поезда. Ввиду этого требуется соответственное по числу наблюдательных точек количество измерительных приборов, связанных между собой электрической цепью для координации их действия.

Если опытный поезд снаряжён вышеуказанными измерительными устройствами, то результаты измерений всех отдельных характерных моментов торможения дают возможность произвести полную оценку испытываемого тормоза, а также изучить явления, связанные с торможением.

Многие измерительные приборы целесообразно помещать в специально приспособленном для этой цели измерительном вагоне, где они укрепляются и связываются с осью вагона для получения от неё движения, другие (регистрирующие приборы) имеют самостоятельное движение от малых моторов или часовых механизмов.

Такой измерительный вагон можно ставить в любое место поезда, причём он сам является тормозной единицей. Но чаще всего измерительный вагон (содержащий главные измерительные приборы и имеющий средства для передачи распоряжений и указаний на паровоз и в разные точки поезда) ставится в хвосте опытного поезда, так как в этом месте при опытах можно вести самые важные наблюдения в отношении скорости прохождения воздушной и тормозной волны и действия инерционных сил в процессе торможения. Чтобы, однако, иметь возможность производить измерения и наблюдения в других местах поезда, имеются ещё, как указывалось, особые точки, так называемые наблюдательные вагоны-посты, которые также снабжены измерительными и наблюдательными приборами. Иногда это бывают не специальные вагоны, а временно использованные, в которых устанавливается на столах требуемая аппаратура, связанная гибкими рукавами со штуцерами испытываемых мест воздушной части тормоза.

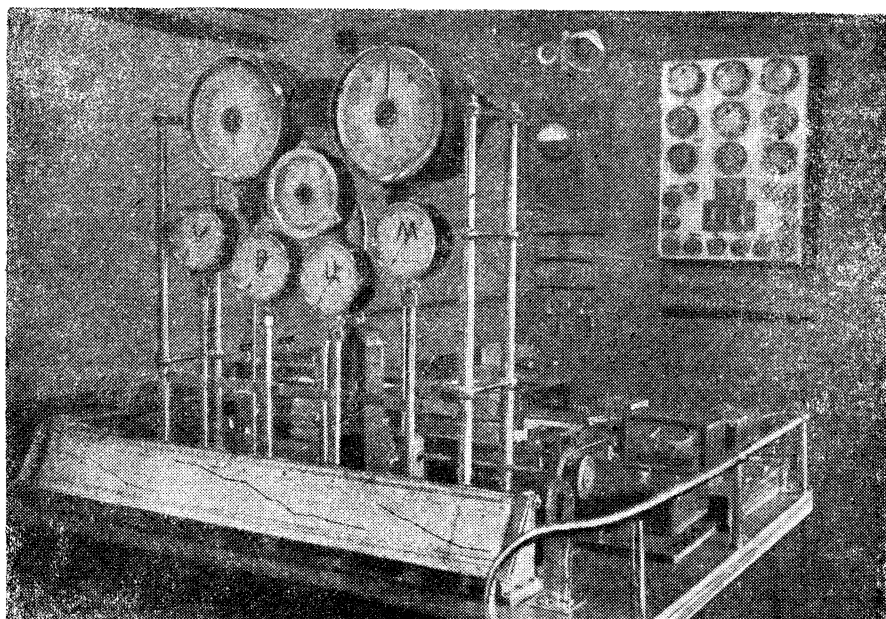
Для связи наблюдательных постов и паровоза с измерительными вагонами, т. е. чтобы создать единство всех одновременно производимых в поезде исследований, необходима электросвязь не только разговорная, но и для отметок, называемых марками, которые одновременно получаются на лентах самопишущих аппаратов на всех местах наблюдений. Для этого через весь поезд проводится многожильный переносный кабель. Кабель служит, следовательно, для того, чтобы создать телефонную связь между паровозом, наблюдательными постами и измерительным вагоном. Телефоны устроены по типу громкоговорителей.

Каждое место включения имеет свою собственную батарею, которая даёт возбуждающий и микрофонный ток. Эти батареи имеют напряжение 12 в из расчёта на довольно большую длину кабеля. Нажатие кнопки возбуждающего тока в любом месте включения приводит в действие возбудители в остальных местах включения, так что разговор, ведущийся в одном месте, слышен одновременно во всех других местах включения. Далее кабель служит для электрической передачи марок времени в те моменты, когда ручка крана машиниста ставится в тормозное положение (тормозная марка), и обратно — в положение отпуска (отпускная марка). Для этой цели кран машиниста имеет контактное кольцо, по которому скользит пружинный контактный стержень, связанный с ручкой крана. Кольцо разделено на две изолированные друг от друга дуги. Кнопка, скользящая по кольцу, смотря по положению ручки крана, замыкает тормозную или отпускную марку. Для обоих положений имеется общий средний провод, служащий обратным проводом.

Аккумулятор, обеспечивающий ток, находится в измерительном вагоне. Чтобы по возможности иметь ток низкого напряжения для передачи тормозной и отпускной марок, на наблюдательных пунктах приводятся в действие чувствительные реле; они замыкают местные токи требуемой силы от собственных аккумуляторов и таким образом приводят в действие соответствующие пишущие перья для отметки марок, а иногда также даются звуковые сигналы и автоматически пускаются в ход или останавливаются особые приборы, которые отмечают в начале торможения важные моменты, например пуск в ход измерителя

тормозного пути или стоп-часов, служащих для определения скорости тормозной волны и пр. Эти приборы обычно находятся в хвосте поезда в измерительном вагоне.

В кабеле имеются провода, которые служат для передачи марок времени и марок пути. Марка времени выбивается от контактных часов, находящихся в измерительном вагоне; часы дают импульсы тока каждую секунду для медленных процессов. Для быстрых процессов, например для испытания пассажирских и скоростных тормозов, берутся особые контактные часы с импульсами через 0,2—0,1 сек. Благодаря этим импульсам приводятся в действие электрические перья на пишущих аппаратах как в измерительном вагоне, так и в наблюдательных вагонах. Получаемые таким образом на лентах пишущих приборов отметки секунд, а рядом марки начала или конца данного процесса и марки пути представляют особую важность, так как создаётся возможность определить длительность процесса и взаимосвязь отдельных величин между собой.



Фиг. 127. Измерительная аппаратура внутри вагона

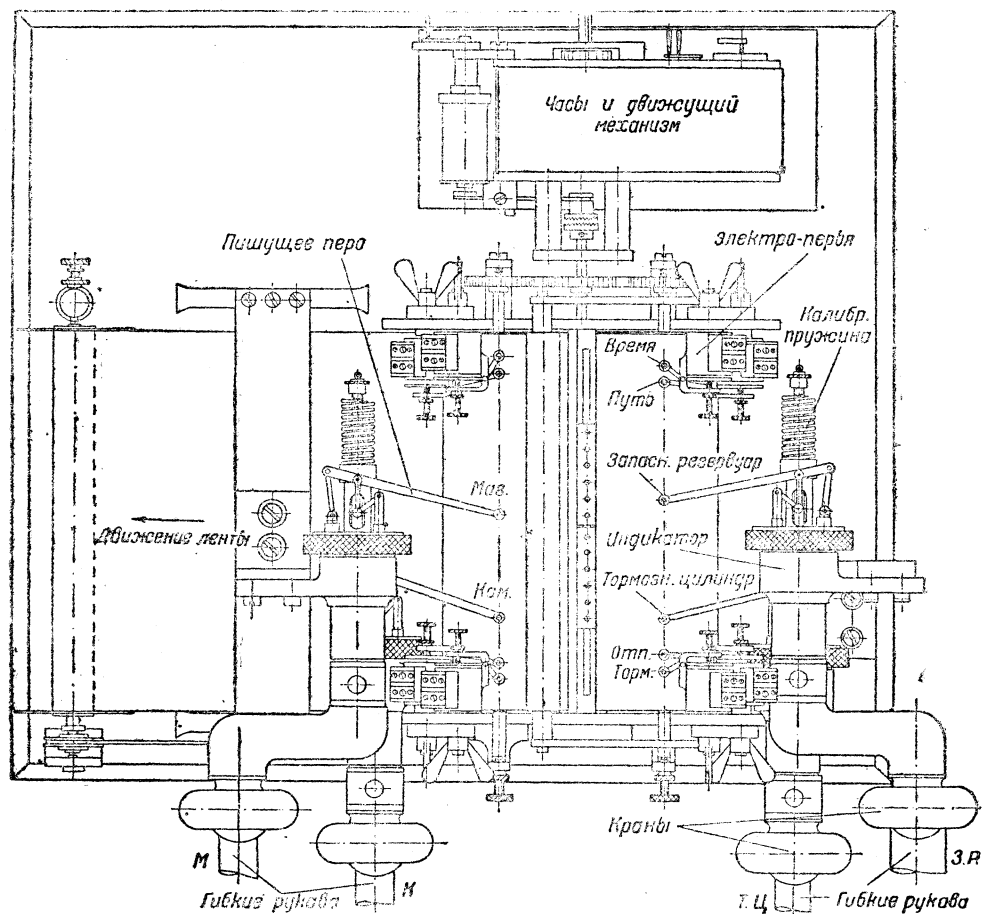
На фиг. 127 показаны части внутренней аппаратуры измерительного вагона. На переднем плане вверху видны циферблаты скоростемера и путемера, а ниже — циферблаты манометров. Стрелки первых перемещаются в зависимости от движения вагона, так как эти приборы связаны механической передачей с его осью; стрелки вторых показывают давления воздуха в магистрали, в запасном резервуаре, в тормозном цилиндре и в дополнительной камере тормоза самого измерительного вагона.

Внизу расположен путеуказатель, который позволяет в любой момент узнать или проверить, в каком месте пути на испытываемом участке находится поезд. Стрелка указателя перемещается со скоростью примерно 20 мм на 1 км пути. Под стрелкой устанавливается вычерченный в нужном масштабе профиль участка, на котором происходит испытание, и таким образом имеется возможность наблюдать, в каком месте и на каком профиле находится вагон в данный момент.

За этими приборами на заднем плане видны секундомеры, контактные часы, самопишущие и другие приборы.

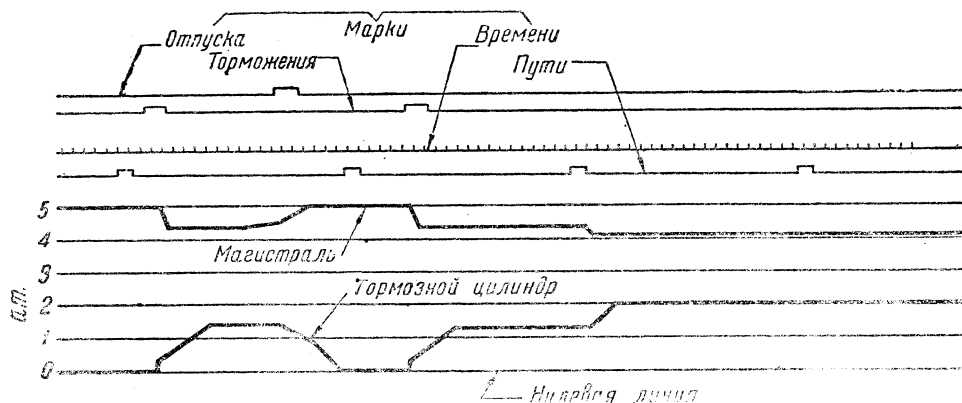
На фиг. 128 показан (вид сверху) самопишущий индикаторный прибор. Пишущие ленты в этих приборах приводятся в действие от часовых механизмов,

составляющих принадлежности их, или от малого электромотора. На фиг. 129 показан отрезок диаграммы, полученный на одном из таких приборов.



Фиг. 128. Самопишущий индикаторный измерительный прибор (вид сверху)

Весьма важно иметь надёжно работающие приборы для определения скорости тормозной волны, для чего прежде всего необходимо определить промежутки



Фиг. 129. Отрезок диаграммы, записанной самопишущим измерительным прибором

времени, в течение которого передаётся тормозное действие от паровоза до места измерения. Для этой цели имеются стоп-часы с быстро движущейся секундной

стрелкой, циферблат которых разделён на доли секунды (0,02 сек.). Эти часы пускаются в действие электрическим путём в момент поворота ручки крана машиниста при торможении, а затем останавливаются автоматически в момент попадания воздуха в тормозной цилиндр измерительного вагона. Эти же часы одновременно используются для проверки скоростемера.

Описанные приборы служат для проверки, как указывалось, внутренней работы тормоза. Для регистрации же внешних условий (скорости поезда, замедления его, длины тормозного пути, силы толчков и оттяжек) имеются другие специальные приборы.

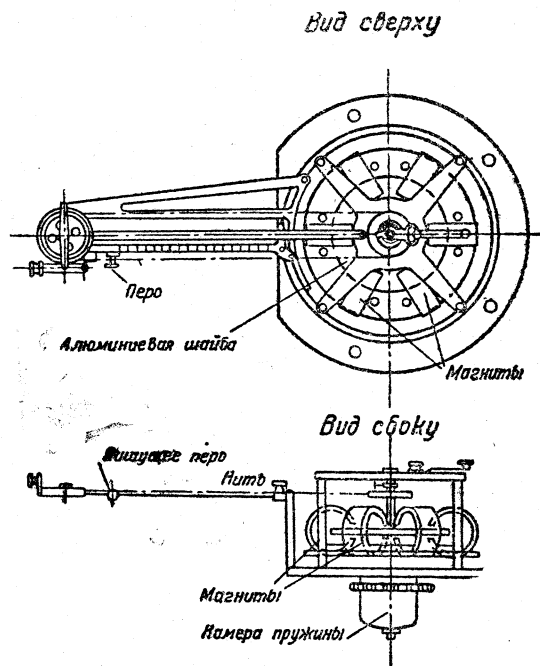
Для определения скорости поезда применяется скоростемер, или тахограф, системы Дойта, приспособленный для непрерывной записи скоростей. Принцип действия этого прибора основан на взаимодействии силового магнитного поля (фиг. 130). Алюминиевая шайба обхватывается полюсами нескольких пар магнитов. Ось шайбы наверху имеет стрелку, а внизу связана со спиральной пружиной. При стоящей на месте шайбе магниты приводят в вращение вокруг неё гибким приводом от оси вагона. Чем больше скорость движения вагона, тем быстрее вращаются магниты, и захватывающая индукционная сила благодаря образованию вращающихся токов, с одной стороны, и магнитному полюсу с другой, увлекает алюминиевую шайбу, которая отклоняется от нулевого положения, преодолевая силу спиральной пружины тем больше, чем быстрее скорость. Посредством желобчатого колёсика и лёгкой нити повороты оси алюминиевой шайбы передаются перу, движущемуся поперёк ленты, которая получает поступательное движение от моторчика. Этот скоростемер снабжён также четырьмя электроперьями: для марок времени и для отметки начала торможения, отпуска и длины пути.

Для определения тормозного пути имеется упомянутый уже выше особый измерительный прибор с круглым циферблатом. Стрелка, указывающая пройденный путь, приводится в действие от оси вагона, начиная с момента её включения: это включение происходит в момент получения тормозной марки, т. е. в момент поворота ручки крана машиниста в тормозное положение. Стрелка движется до остановки поезда и отмечает путь в метрах.

Большое значение имеет также при производстве опытов над тормозами определение сил реакции и величины замедлений при торможении. Для этой цели применяется баллистический измеритель в виде тяжёлого груза на роликовых каточках, который для своего перемещения требует силы лишь в несколько граммов (фиг. 131). Эта масса упирается своим отростком в расположенную над ней пружину. При толчках или замедлениях поезда пружина сжимается, либо растягивается в зависимости от направления движения. С грузом связан стержень с пером, записывающий на ленте отклонения.

Груз до торможения удерживается нажимом электромагнита, ток которого прерывается действием тормозной марки.

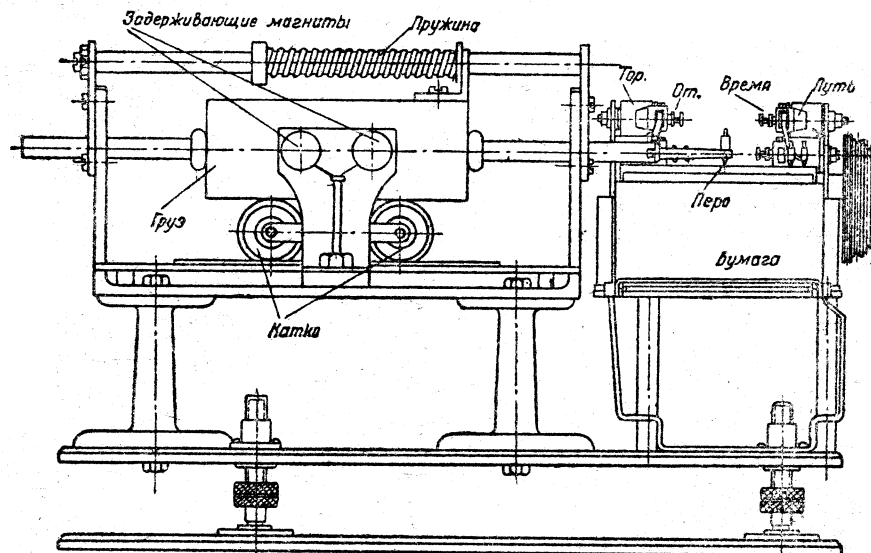
Для определения силы толчков применяется также приспособление, состоящее из ряда ячеек (всех 10 пар) с наклонными доньшками, на которых лежат



Фиг. 130. Самопишущий скоростемер Дойта

стальные шарики, причём угол наклона в каждой следующей ячейке больше угла предыдущей (фиг. 132). Эти ячейки двусторонние с открытыми выходами в сторону движения поезда и против движения. Чем сильнее толчок или рывок, тем большее число шариков выпадает из прибора в ту или в другую сторону. Этим определяется степень силы реакции.

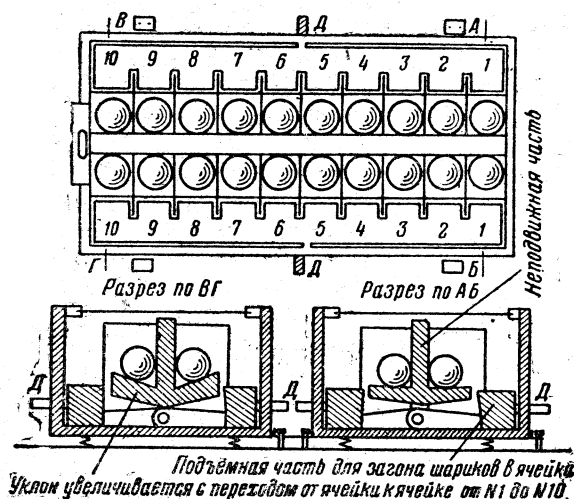
Каждый шарик может выкатиться из своей ячейки лишь при определённой величине ускорения ящика относительно шарика, что соответствует определённой



Фиг. 131. Измеритель толчков

ной силе на единицу веса, чтобы преодолеть составляющую силы тяжести на наклонной плоскости.

Исходя из этого расчёта, в стандартном шариковом приборе, применяемом в измерительном вагоне ЦНИИ, выпадающее число шариков соответствует следующим реакциям, отнесённым к тонне веса вагона (табл. 30).



Фиг. 132. Шариковый измеритель толчков

Таблица 30

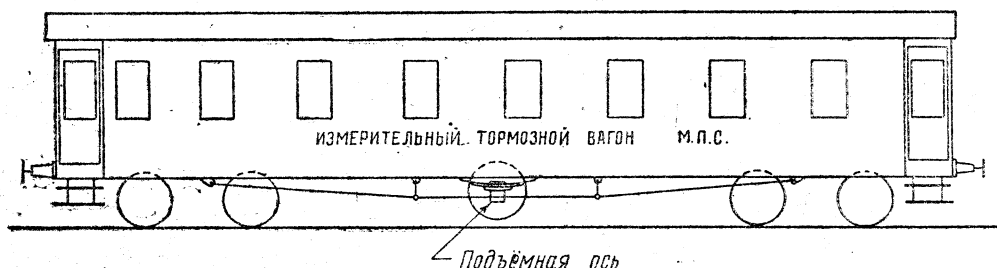
Число выпавших шариков	Реакция в кг/т	Число выпавших шариков	Реакция в кг/т
1	50	6	200
2	60	7	300
3	80	8	400
4	100	9	600
5	150	10	800

Выпадение шести шариков из прибора ещё допустимо, а восьми шариков в пассажирских поездах характеризует чрезвычайно сильный толчок. Для измерения толчков и оттяжек в товарных поездах, оборудованных сплошь автосцепкой, допускающей реакции в три и четыре раза больше, чем ручная

стяжка, указанные приборы не вполне характеризуют силу толчка. В этих случаях необходимо применять специальные динамометры, которые ставятся между сцепками. Они должны регистрировать максимальную силу, которая на опытах

в виде исключения при утяжелённых условиях может доходить до 400 т, т. е. почти до разрывного усилия автосцепки или даже самого вагона.

Для помещения всей описанной измерительной аппаратуры в распоряжении Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ЦНИИ) имеется специальный измерительный вагон, изображённый схематически на фиг. 133. Этот вагон имеет кроме четырёх поддерживающих осей тележек ещё посередине пятую ось, подъёмную, которая опускается при помощи электромотора изнутри вагона во время испытания тормозов. От неё идут пере-



Фиг. 133. Схема измерительного тормозного вагона ЦНИИ

дачи к измерительным приборам. Такая ось должна быть нетормозной, чтобы она без проскальзывания передавала скорость вращения и величину пройденного пути регистрирующим приборам.

Для определения величины сил нажатия колодок, величины тангенциальной силы трения колодок и величины сил буферных реакций имеются специальные жидкостные динамометры и самопишущие к ним аппараты.

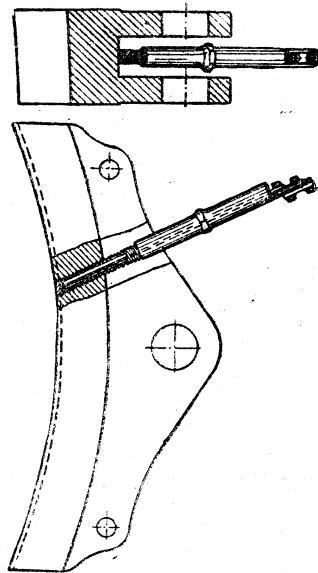
Для измерения температуры нагрева колодок применяется термозлемент (фиг. 134).

После опытов полученный материал обрабатывается, составляются таблицы и диаграммы, которые систематизируются для отчётов и затем изучаются для определения характеристики тормоза.

Разработка диаграмм состоит в том, что с лент они переносятся на миллиметровую бумагу так, чтобы марки для каждого отдельного опыта торможения и отпуска были совмещены, а затем, исходя из этих марок, строятся кривые давлений воздуха в магистрали, в тормозных цилиндрах, в запасных резервуарах и в дополнительных камерах двух или трёх выбранных точек в поезде, где находились во время опытов наблюдательные посты и снимались диаграммы. Поскольку все марки и секунды на лентах отмечены электроперьями, т. е. одновременно, то получается полная увязка всех кривых и возможность сравнивать данные, определять величину и характер расхождения в работе тормозов в зависимости от расстояния их в поезде от крана машиниста и выяснить, как это расстояние влияет на характер кривых.

Затем разрабатываются кривые скоростей поезда, подсчитывается среднее число выпавших шариков из аппарата. Относя все эти измерения к тем же начальным ординатам, которые послужили для построения кривых давлений воздуха, можно всегда найти для каждого интересующего нас момента все данные для определения причин и следствий того или иного ненормального явления и выявить количественную его зависимость.

Точность и степень вероятности полученных данных зависят от числа повторений одного и того же опыта в идентичных условиях. Некоторые опыты могут



Фиг. 134. Тормозная колодка с термопарой

оказаться неудачными или слишком резко отличающимися от всех прочих данного вида и, как правило, не учитываются. Оставшиеся номера в количестве нескольких десятков, а иногда и сотен служат для получения средних величин.

Чтобы получить более контрастную характеристику работы испытываемого тормоза или отчетливее выявить влияние на него каких-либо условий, составляют такую программу опытов, которая резко утяжеляет условия работы тормоза, и он тогда более проявляет свои слабые стороны.

Таковыми утяжеляющими условиями могут быть, например, следующие: неравномерность в расстановке гружёных и негружёных вагонов или тормозных и пролётных групп вагонов; торможение поезда во время его разгона стоп-краном, торможение на ломаном профиле и др.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ, ОТНОСЯЩИЕСЯ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ТОРМОЗНЫХ ПРИБОРОВ

§ 39. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

а) Различного рода уплотнения поршней

В тормозных приборах поршни и диафрагмы служат для того, чтобы производить перемещения золотников или клапанов. Иногда самый диск диафрагмы или поршня является клапаном или, будучи снабжён стержневым отростком, играет роль клапана.

Перемещение поршня или диафрагмы производится под действием либо разности давлений воздуха с одной и другой стороны его, либо разности — с одной стороны давления воздуха и с другой силы пружины.

В случаях, когда в обеих камерах нормально должен находиться сжатый воздух равного давления и лишь для приведения прибора в действие необходимо кратковременное уменьшение давления с одной стороны поршня, например, в течение не более 10 сек., после чего восстанавливается равенство давлений, тогда достаточно применять на поршне металлическое уплотнительное кольцо с простым косым замком впритык или с комбинированным (фигурным) американским замком.

Такое кольцевое уплотнение наиболее практично, долговечно и обладает постоянством сопротивления.

Но если поршень должен находиться под разностью давлений воздуха в течение более продолжительного времени, например, от 2 до 10 мин. и выше, то в этих случаях уплотняющее металлическое кольцо уже не гарантирует достаточной герметичности и может быть причиной большого расхода воздуха, а следовательно, вызвать нарушение правильного действия прибора. Именно поэтому в этих случаях ставится поршень с манжетным уплотнением, кожаным или резиновым.

Наконец, когда поршень постоянно находится под действием разности давлений, то и манжетное уплотнение не является вполне надёжным, притом оно обладает довольно большим сопротивлением. Тогда ставятся гибкие диафрагмы, металлические, из нержавеющей стали или бронзовые толщиной 0,15 мм одинарные или двойные, а для больших диаметров и перемещений — резиновые плоские или чулочные, допускающие значительные передвижения подобно поршню и сильфоны, боковые стенки которых гофрированы и образуют мехи.

В редких случаях, когда расход воздуха через неплотности поршня не является существенным, то поршень можно даже не снабжать уплотнением, ограничиваясь притиранием его.

б) Вывод формул для определения рабочих площадей диафрагмы

Возникает вопрос, как определить активную или рабочую площадь диафрагмы ввиду того, что на периферии она зажата неподвижно в корпусе и передаёт ему часть давления воздуха в виде пассивной силы.

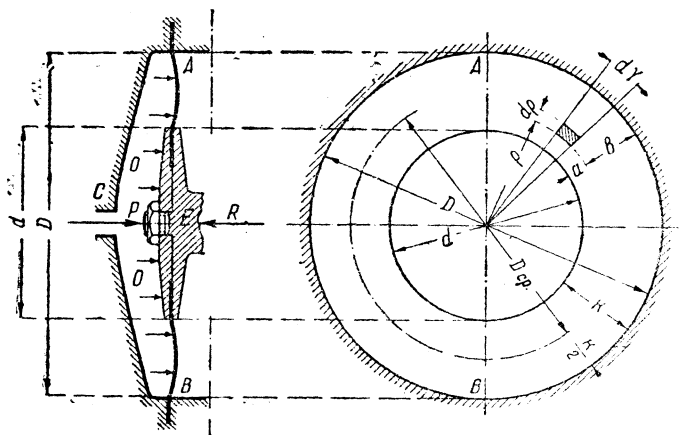
Диафрагма обычно состоит из гибкой круглой пластины AB (фиг. 135), зажатой неподвижно на краях и схваченной посредине с обеих сторон металлическими шайбами. Таким образом, получается жёсткий центр, окружённый гибким поясом.

Пусть на диафрагму AB слева действует давление воздуха p атмосфер, поступающего в камеру O через канал C . При этом жёсткий центр E удерживается на месте силой R . Для равновесия, очевидно, необходимо, чтобы сила R равнялась некоторой равнодействующей силе P , величина которой является произведением удельного давления воздуха p на искомую активную площадь диафрагмы ω , составляющую какую-то часть геометрической площади всей диафрагмы. На основании сказанного имеем

$$R = P = p \omega.$$

Наша задача состоит в том, чтобы найти площадь ω . Удобнее всего её выразить через диаметры D и d контуров гибкого пояса диафрагмы или, иначе говоря, через диаметр D всей диафрагмы и диаметр d жёсткого центра.

Найдём сначала силу $P = p \omega$.



Фиг. 135. К выводу формул, определяющих величину рабочей площади гибкой диафрагмы

Сила $p \omega$ складывается из полной величины давления воздуха на жёсткую центральную часть шайбы и величины того же давления на некоторую часть площади гибкого пояса диафрагмы (остальная часть этого пояса передаёт силу давления на внешние неподвижные зажимы). Называя первую силу P_1 и вторую P_2 и первую площадь ω_1 и вторую ω_2 , имеем

$$P_1 = p \omega_1; \quad P_2 = p \omega_2,$$

где $\omega_1 = \frac{\pi d^2}{4}$; ω_2 — некоторая часть кольцевой гибкой площади диафрагмы.

Величину ω_1 легко определить, если задан диаметр d жёсткой центральной шайбы. Что же касается площади ω_2 , то таковую надо найти.

Выделим на гибкой части диафрагмы элементарную площадку, ограниченную двумя концентрическими дугами радиусов r и $r + dr$ между двумя сторонами центрального угла $d\gamma$ (фиг. 135). Площадь этой элементарной площадки равна $r d\gamma dr$, а сила, получаемая в результате давления воздуха, равна $p r d\gamma dr$. Площадка взята в произвольном месте, поэтому сила давления воздуха на неё распределится относительно контура центральной шайбы E и контура внешнего зажима обратно пропорционально расстояниям a и b , показанным на чертеже. Из чертежа видно, что:

$$a = r - \frac{d}{2}; \quad b = \frac{D}{2} - r.$$

Таким образом, величина давления, передаваемого нагруженной элементарной площадкой на центральную жёсткую шайбу диафрагмы, будет

$$dP_2 = p d\gamma d\rho \cdot \frac{b}{a+b}$$

или

$$dP_2 = \frac{2p}{D-d} \rho d\gamma d\rho \left(\frac{D}{2} - \rho \right).$$

Для того чтобы получить величину всего давления, передаваемого гибким поясом диафрагмы на центральную жёсткую шайбу, проинтегрируем полученное нами выражение:

$$P_2 = \frac{2p}{D-d} \int_0^{2\pi} \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} \rho \left(\frac{D}{2} - \rho \right) d\gamma d\rho.$$

Здесь необходимо было поставить два интеграла для взятия их по переменным γ и ρ , имеющим в подынтегральном выражении свои дифференциалы, и распространить их на всю площадь гибкого пояса. Решая их, получаем:

$$P_2 = \frac{4\pi p}{D-d} \left(\frac{D}{2} \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} \rho d\rho - \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} \rho^2 d\rho \right)$$

или

$$P_2 = \frac{2\pi D p}{D-d} \left[\left(\frac{D^2}{8} - \frac{d^2}{8} \right) - \left(\frac{D^3}{24} - \frac{d^3}{24} \right) \right].$$

Полное давление, передаваемое диафрагмой на центр, равно:

$$P_1 + P_2,$$

где

$$P_1 = \frac{\pi d^2 p}{4}.$$

Поэтому полная искомая сила равна

$$P = \frac{\pi d^2 p}{4} + \frac{2\pi D p}{D-d} \left[\left(\frac{D^2}{8} - \frac{d^2}{8} \right) - \left(\frac{D^3}{24} - \frac{d^3}{24} \right) \right].$$

Для определения величины рабочей площади диафрагмы надо левую и правую части этого выражения разделить на удельное давление воздуха p ; одновременно, раскрывая скобки и делая сокращения, имеем

$$\omega = \frac{P}{p} = \frac{\pi}{12} [3d^2 + 3D(D+d) - 2(D^2 + Dd + d^2)],$$

а после сокращений:

$$\omega = \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2); \quad (a)$$

или

$$\omega = 0,262 (D^2 + Dd + d^2). \quad (1)$$

Итак, рабочая площадь диафрагмы равна 0,262 от неполного квадрата суммы большого и малого диаметров гибкого пояса.

На практике могут быть два крайних случая:

1) Когда вся поверхность диафрагмы покрыта жёсткой шайбой, т. е. $d \approx D$, то рабочая площадь диафрагмы, передающая давление воздуха p на пружину (фиг. 136), будет равной:

$$\omega = 0,78 D^2$$

или

$$\omega = \frac{\pi D^2}{4}.$$

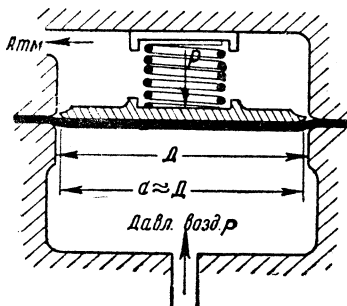
Следовательно, в этом случае диафрагма превращается в поршень с ограниченным ходом.

2) Наоборот, предположим, что гибкая диафрагма совсем не имеет жёсткого центра, т. е. $d \approx 0$.

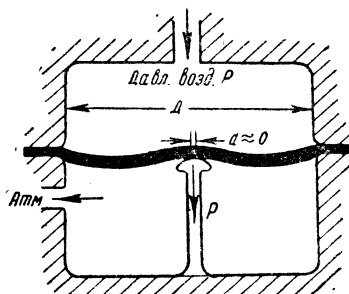
Подставляя в формулу (1) вместо d нуль, получаем

$$\omega = 0,262 D^2,$$

что составляет одну треть от $\frac{\pi D^2}{4}$, т. е. чистая диафрагма может передавать давление воздуха p на опорную реакцию только одной третью своей площади, как это показано на фиг. 137.



Фиг. 136. Диафрагма, у которой диаметр жёсткого центра равен диаметру d самой диафрагмы



Фиг. 137. Диафрагма, у которой диаметр жёсткого центра равен нулю

На практике бывает нужным найти геометрические размеры всей диафрагмы по заданной рабочей площади её. Тогда большой диаметр D найдётся из квадратного уравнения, которое можно составить из формулы (а)

$$D^2 + Dd + d^2 - \frac{12\omega}{\pi} = 0. \quad (б)$$

Конечно, здесь надо задаться величиной диаметра центральной шайбы. Если же, наоборот, имеется заданным большой диаметр D , то

$$d^2 + Dd + D^2 - \frac{12\omega}{\pi} = 0.$$

Для первого случая имеем:

$$D = -\frac{d}{2} + \sqrt{\frac{d^2}{4} - d^2 + \frac{12\omega}{\pi}}$$

или

$$D = (\sqrt{3,82 \omega - 0,75 d^2}) - 0,5 d \quad (2)$$

и для второго случая аналогично:

$$d = (\sqrt{3,82 \omega - 0,75 d^2}) - 0,5 D. \quad (3)$$

Вместо малого или большого диаметра может быть задана ширина k гибкого пояса диафрагмы:

$$k = \frac{1}{2} (D - d)$$

или

$$d = D - 2k.$$

Тогда, подставляя это значение d в формулу (б), получаем:

$$3D^2 - 6Dk + 4k^2 - \frac{12}{\pi} \omega = 0$$

или

$$D^2 - 2Dk + \frac{4}{3}k^2 - \frac{4\omega}{\pi} = 0.$$

Решая это квадратное уравнение, получаем

$$D = k + \sqrt{\frac{4}{\pi} \omega - \frac{1}{3} k^2}. \quad (4)$$

Аналогично находим формулу для определения d , подставляя в (б) вместо D его значение $d + 2k$ и решая затем квадратное уравнение:

$$d^2 + 2dk + \frac{4}{3}k^2 - \frac{4\omega}{\pi} = 0,$$

имеем:

$$d = -k + \sqrt{\frac{4}{\pi} \omega - \frac{1}{3} k^2}.$$

Складывая выражения (4) и (5) и деля пополам, получаем величину среднего диаметра гибкого пояса

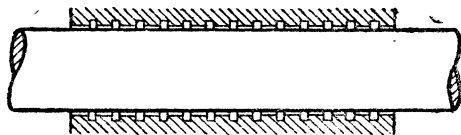
$$D_{cp} = \frac{D + d}{2} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \omega - \frac{1}{3} k^2}. \quad (6)$$

в) Лабиринтовые или безнабивочные уплотнения

Лабиринтовым называется такое уплотнение, которое создаёт задержку расхода воздуха по стержню или плунжеру, т. е. удлинённому поршню, посредством нарезанных замкнутых канавок на стенках втулки или стержня (фиг. 138).

Назначение лабиринтового уплотнения состоит в том, чтобы создать сопротивление движению воздуха через щели между штоком и стенкой втулки и уменьшить расход его до возможных пределов.

В основу теории лабиринтового уплотнения принимается условие наличия течения воздуха по узким щелям и лабиринтам, понимая под последним искусственно сделанные углубления на пути движения воздуха. Обычно углубления для простоты производства делаются в виде нарезанных на поверхности втулки или штока канавок, поэтому лабиринтовое уплотнение состоит из ряда ничтожно малых щелей, чередующихся с рядом достаточно глубоких канавок.



Фиг. 138. Образец лабиринтовой втулки со стержнем

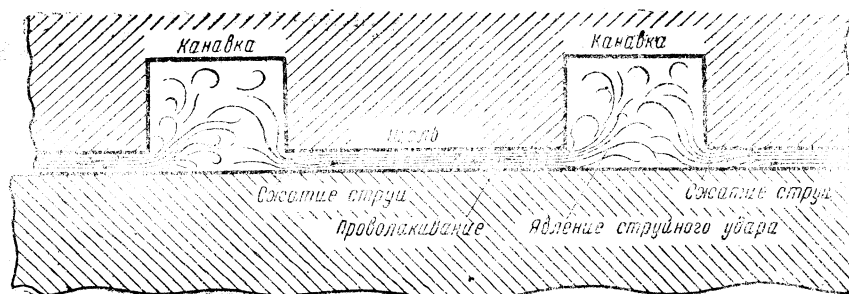
Для теоретического анализа работы лабиринта введём обозначения:

- δ — зазор между втулкой и стержнем;
- l_1 — длина щели между двумя канавками;
- l_2 — длина канавки по направлению образующей цилиндры;
- l — длина всего уплотнения;
- b — длина канавки по окружности;
- D — диаметр стержня.

Чтобы расход воздуха через лабиринтовое уплотнение был возможно меньше, необходимо, чтобы сопротивление движению этого воздуха было возможно больше, т. е. чтобы сжатый воздух при своём движении по лабиринту быстро терял своё

давление на преодоление разных сопротивлений. Источниками этих сопротивлений могут быть следующие:

- 1) трение воздуха о стенки щели;
- 2) вихри, которые всегда образуются при движении воздуха через канавки;
- 3) удары вследствие сталкивания быстро движущегося воздуха, выходящего из щели, с медленно движущимся воздухом в канавках;
- 4) сжатие струй при входе воздуха из канавок в узкие щели.

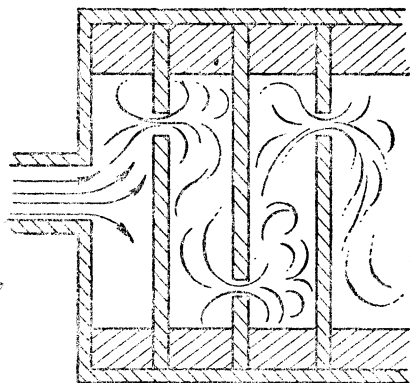
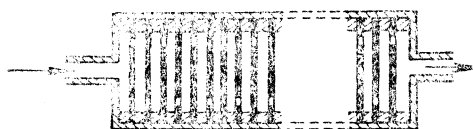


Фиг. 139. Схема просачивания воздуха через лабиринтовое уплотнение

Следовательно, устройство лабиринта должно быть таково, чтобы эти четыре фактора могли проявиться в наибольшей степени. На фиг. 139 и 140 показано, как происходит торможение движению воздуха в этих случаях.

Рассмотрим один элемент лабиринта, т. е. одну щель между двумя канавками (фиг. 139).

Когда воздух протекает в щели между канавками, то работой расширения этого воздуха можно пренебречь ввиду малой разницы давлений в соседних канавках.



Фиг. 140. Схема прохода воздуха через реостат

При входе воздуха в щель энергия напора расходуется сначала на работу ускорения, а затем дальнейшее падение давления идёт на преодоление сопротивлений и на поддержание при наличии этих сопротивлений скорости до конца щели.

Будем относить сопротивление движению воздуха к 1 кг его. Выделим элементарную длину щели dx ; ширина этой щели по окружности стержня диаметром D будет πD , поэтому площадь двух поверхностей щели (по втулке и по стержню) на длине dx будет:

$$2\pi Ddx. \quad (в)$$

Силу трения воздуха, отнесённую к единице площади, назовём буквой R , а работу трения для 1 кг воздуха — буквой L ; вес воздуха dq , находящегося в щели на длине dx , будет

$$dq = \gamma \delta \pi Ddx, \quad (г)$$

где $\delta \pi Ddx$ — объём этого воздуха, а γ — плотность его. Работа воздуха весом dq на всей длине щели l_1 будет равна произведению силы трения R на величину, определяемую выражением (в), и на длину пути, т. е. на длину щели l_1

$$dL = 2\pi DdxRl_1.$$

Подставляя же сюда вместо dx его значение из (г), т. е.

$$dx = \frac{dq}{\gamma \delta \pi D},$$

имеем:

$$dL = \frac{2 R l_1}{\gamma \delta} dq.$$

Интегрируя это в пределах для 1 кг воздуха, получаем

$$L = \int_{q=0}^{q=1} \frac{2 R l_1}{\gamma \delta} dq = 2 \frac{R l_1}{\gamma \delta}. \quad (д)$$

Величина R — сопротивление движению, отнесённое к площади 1 м², нами уже рассматривалась в § 30, где было выяснено, что она пропорциональна некоторому коэффициенту трения ξ , скорости u и обратно пропорциональна расстоянию между поверхностями щели (см. выражение (17) § 30, которое для единицы площади надо разделить на площадь ω). Следовательно,

$$R = \xi \frac{u}{\delta}.$$

Подставляя это выражение R в выражение (д), получаем:

$$L = 2 \xi \frac{u}{\gamma} \frac{l_1}{\delta^2}. \quad (е)$$

Эта работа будет произведена за счёт падения давления воздуха от p_1 до p_2 при протекании его по щели лабиринта. Она для 1 кг воздуха, имеющего удельный объём v между соседними канавками на длине одной щели, будет

$$L = (p_1 - p_2) v = (p_1 - p_2) \frac{1}{\gamma}.$$

Приравнявая правую часть этого выражения к правой части выражения (е), и замечая, что удельный объём v равен обратной величине плотности $\frac{1}{\gamma}$, после сокращений имеем:

$$p_1 - p_2 = 2 \xi \frac{u}{\delta^2} l_1.$$

Заменяя здесь скорость u секундным расходом воздуха через площадь / живого сечения щели, равным

$$G_{сек} = u \gamma f = u \gamma \delta \pi D,$$

откуда

$$u = G_{сек} \frac{1}{\gamma \delta \pi D},$$

имеем

$$\Delta p_1 = p_1 - p_2 = 2 \xi \frac{G_{сек} l_1}{\delta^3 \pi D \gamma}.$$

Весовой расход воздуха $G_{сек}$ во всех сечениях лабиринтового уплотнения постоянен; следовательно, в правой части последнего выражения только плотность γ будет переменной величиной. Помножая правую и левую части этого выражения на γ , имеем

$$\Delta p_1 \gamma = 2 \xi \frac{G_{сек} l_1}{\delta^3 \pi D} = \text{const.} \quad (ж)$$

Отсюда заключаем, что произведение разности давлений между соседними канавками на плотность воздуха между этими же канавками есть величина постоянная. Но так как плотность пропорциональна давлению, то мы видим, что

кривая падения давления с переходом от одного элемента лабиринта к другому по направлению движения воздуха представляет собой гиперболу (фиг. 141).

Таким образом, по мере приближения текущего по лабиринту воздуха к выходу давление его быстро уменьшается. Кроме того, из выражения (ж) видно что перепады давления Δp обратно пропорциональны третьей степени величины зазора δ , что имеет весьма существенное значение в отношении точности пригонки уплотнения, а также в отношении износа его.

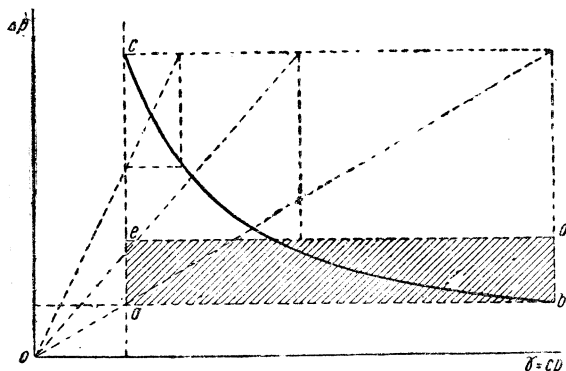
Уравнение (ж) относится к любому участку лабиринтового уплотнения на длине щелей между канавками. Переходя в этом уравнении от конечной длины щели l к бесконечно малому элементу dl , можем написать

$$dp\gamma = 2\xi \frac{G_{сек} dl}{\delta^3 \pi D}. \quad (3)$$

Ввиду малой толщины слоя воздуха, движущегося в щели, принимаем температуру его постоянной по всей длине уплотнения. Тогда плотность воздуха можно считать пропорциональной его давлению p

$$\gamma = ap.$$

Вводя это значение в уравнение (3), мы можем его интегрировать



$$a \int_{p_1}^{p_2} p dp = \frac{2G\xi}{\delta^3 \pi D} \int_0^{l'} dl$$

$$\frac{a}{2} (p_2^2 - p_1^2) = \frac{2G\xi l'}{\delta^2 \pi D},$$

Фиг. 141. Гипербола падения давления воздуха, откуда весовой расход воздуха проходящего через узкую щель

$$G_{сек} = \frac{a(p_2^2 - p_1^2) \delta^3 \pi D}{4\xi l'}. \quad (и)$$

Здесь p_1 и p_2 — давления воздуха с одного и другого конца уплотнения, l' — длина уплотнения за вычетом канавок.

Выделим известные нам постоянные

$$\frac{a\pi}{4\xi}. \quad (к)$$

Величина a — это коэффициент пропорциональности между удельным весом и давлением

$$\gamma = ap.$$

Для воздуха при одной атмосфере давления $\gamma 1,2 \text{ кг/м}^3$. Беря p в метрических атмосферах, имеем

$$1,2 = 10\,000 a,$$

откуда

$$a = 0,00012.$$

Величина ξ представляет собой коэффициент трения воздуха о поверхность щели. Этот коэффициент 0,0012.

Подставляя эти цифры в (к), получаем

$$\frac{a\pi}{4\xi} = \frac{0,00012 \cdot 3,14}{4 \cdot 0,00012} \approx 0,08.$$

Поэтому расход воздуха по (и)

$$G_{сек} = 0,08 \frac{(p_2^2 - p_1^2) \delta^3 D}{l'}. \quad (л)$$

Струя воздуха, переходя из канавки в следующую щель, у входа получает сжатие (фиг. 139). Само по себе это явление нельзя рассматривать как сопротивление, оно представляет собой просто некоторое сокращение живого сечения струи, что, между прочим, создаёт весьма большое торможение движению воздуха. В курсах термодинамики и газодинамики указывается, что при прямоугольных краях у входа в отверстие расход уменьшается вследствие сжатия струи на 5%, или коэффициента сжатия $\mu = 0,95$. Если учесть, что сжатие струи повторяется столько раз, сколько канавок в лабиринте, то коэффициент μ должен быть взят в степени числа канавок.

Действительно, если представить себе всё уплотнение гладкостенным, через которое расход воздуха равен G_0 , то, нарезав на нём одну канавку, получим уменьшение расхода:

$$G_1 = \mu G_0.$$

Если затем добавим ещё одну канавку, то получившийся расход G_1 надо снова помножить на μ , чтобы получить действительный расход для всего уплотнения, состоящего уже из трёх элементов:

$$G_2 = \mu G_1 = \mu^2 G_0.$$

Рассуждая таким образом дальше, мы заключаем, что при наличии n канавок действительный расход воздуха будет

$$G = \mu^n G_0. \quad (7)$$

Отсюда следует, что чем больше канавок, тем совершеннее лабиринтовое уплотнение; ввиду этого канавки надо делать узкими и близко отстоящими друг от друга.

Применяя этот закон к определению расхода воздуха по (л), получаем окончательную формулу, определяющую неизбежный расход воздуха через лабиринтовое уплотнение

$$G_{сек} = 0,08 \frac{\mu^n (p_2^2 - p_1^2) \delta^3 D}{l'} \quad (\text{кг/сек}), \quad (7')$$

здесь:

μ — коэффициент сжатия струи (0,95);

n — число лабиринтовых канавок;

p_1 — давление воздуха с напорной стороны лабиринта (в метр. ата);

p_2 — давление с выходной стороны лабиринта (в метр. ата); если p_2 является атмосферным, то оно равно 10 000 кг/м²;

δ — величина зазора между стержнем и втулкой при концентрическом их положении (в м);

l' — длина уплотнения за вычетом канавок (в м);

D — диаметр стержня (в м).

Пример. Пусть задано:

$$l' = 0,08 \text{ м}$$

$$D = 0,03 \text{ м}$$

$$n = 10$$

$$\mu^{10} = 0,95^{10} = 0,8$$

$$\delta = 0,02 \text{ мм}$$

$$p_1 = 6 \text{ ата} = 60\,000 \text{ кг/м}^2$$

$$\delta^3 = 0,8 \cdot 10^{-14} \text{ м}^3$$

$$p_2 = 10\,000 \text{ кг/м}^2$$

$$G = 0,08 \frac{0,8 \cdot 35 \cdot 10^8 \cdot 0,8 \cdot 10^{-14} \cdot 0,03}{0,08} = 0,68 \cdot 10^{-5} \text{ кг/сек.}$$

Так как вес воздуха атмосферного давления приблизительно 1,2 кг/м³, то, помножив полученный результат на $\frac{3\,600 \cdot 1\,000}{1,2}$, получаем

$$Q_{час} \approx 2 \text{ л/час.}$$

г) Золотники

Размеры золотников определяются требуемым числом окон и каналов. Когда размер золотника выявлен или известен, то для определения характеристики работы воздухораспределителя необходимо знать силу сопротивления трения золотника при перемещении его из одного положения в другое, а для этого необходимо в свою очередь знать коэффициент трения и силу давления золотника на зеркало, по которому он скользит.

Коэффициент трения весьма непостоянен ввиду меняющихся с течением времени условий смазки. Вначале при свежесмазанных поверхностях, а тем более при избытке смазывающего материала коэффициент трения малый, например 0,04. Через короткий промежуток времени работы золотника, например, в течение нескольких дней работы тормоза, слой смазки между трущимися поверхностями становится тоньше, а так как вязкость масла (сила сопротивления сдвига слоёв масла относительно друг друга) тем больше, чем меньше расстояние между трущимися поверхностями, то коэффициент трения в этом случае становится больше, например 0,10. Ещё спустя некоторое время работы прибора масло отчасти высыхает, а также густеет вследствие примешивания к нему металлического натира, образующегося от сноса поверхностей при трении: от той и другой причины масло становится более вязким и липким, и тогда коэффициент трения достигает величины ещё большей, например, 0,15.

В среднем можно считать, что коэффициент трения золотника равен 0,10 после работы прибора в эксплуатации в течение 3 мес.

Надо ещё установить силу нажатия золотника на зеркало вследствие давления воздуха и нажатия пружины. Давление воздуха имеет значение лишь тогда, когда на зеркале имеется окно, сообщающееся с атмосферой или вообще с областью низшего давления. Тогда между контуром атмосферного окна зеркала или атмосферной выемки лица золотника (смотря, какой из этих контуров больше) и краями этого золотника устанавливается между притирочными поверхностями зона переходных давлений от высшего господствующего над золотником к низшему в области золотникового окна.

Изменение величины давления в этой переходной зоне подчиняется закону гиперболы (фиг. 141), как это доказано в п. «в» при рассмотрении движения воздуха по узким щелям. В данном случае между притирочными поверхностями золотника и зеркала практически щелей нет, но в действительности никогда не бывает такого идеального и настолько тесного соприкосновения между притёртыми поверхностями, чтобы молекулы воздуха, прилипающие к поверхностям и даже проникающие в смазку этих поверхностей, не могли двигаться там после наложения золотника на зеркало.

Даже в тех случаях, когда соприкасающиеся поверхности искусственно нажаты настолько большой силой, что они деформируются, уплотняются и наступает непосредственная близость этих поверхностей, то и тогда молекулы воздуха будут находиться между этими поверхностями, образуя замкнутые участки смеси их с молекулами материала самой поверхности. Это одна из причин, почему после снятия большой нагрузки поверхности сравнительно легко разнимаются.

В конструкциях золотников конечно не допускается очень больших нажатий ввиду необходимости лёгкого перемещения их. При этих перемещениях ничтожно тонкий слой воздуха вместе с жировым налётом смазки проникает между трущимися поверхностями. При тех величинах сил нажатия, которые обуславливают возможность перемещения золотников, мы должны учесть не только проникновение молекул воздуха между скользящими поверхностями, но и очень медленное поступательное движение их в сторону меньшего давления. Это движение может быть настолько медленным, что практически его при кратковременном измерении плотности золотника обнаружить невозможно, но при очень длительном выдерживании испытания этой плотности, хотя бы даже после самой лучшей притирки и при нормальной смазке тонким слоем, такой толщины, какая

устанавливается после некоторого времени работы в эксплуатации, всё же ничтожный пропуск воздуха всегда имеет место.

Какой бы ничтожно малый пропуск золотников ни был, мы должны учесть, что воздух, переходя от высшего к низшему давлению, попутно постепенно изменяет своё давление между поверхностями золотников, как сказано выше по закону гиперболы, т. е. равнодействующие силы давления на элементарные площадки изменяют свою величину согласно указанному закону, а сумма этих равнодействующих на элементарную полоску, протянутую между контуром окна золотника и краем последнего, будет равна площади фигуры abc очерченной гиперболой bc (фиг. 141). Если такую площадь заменить равновеликой площадью прямоугольника $abde$, то мы можем переменную величину давления заменить постоянной средней величиной ea , составляющей приблизительно 0,25 от давления, господствующего над золотником. Отсюда получаем простое правило подсчёта нажатия золотника на зеркало.

Если над золотником имеется давление воздуха p и на его лице или на его зеркале (смотря какое больше) имеется атмосферное окно площадью ω_0 , а величина всей площади золотника равна ω , то сила P , прижимающая золотник к зеркалу, будет:

$$P = p \omega_0 + 0,25 p (\omega - \omega_0). \quad (8)$$

Пример. На фиг. 142 показано лицо золотника скородействующего тройного клапана; площадь равна $17,25 \text{ см}^2$. В отпущенном состоянии тормоза атмосферная выемка его площадью $2,25 \text{ см}^2$ сообщается с атмосферой. Сила пружины, прижимающей золотник, равна 2 кг. Спрашивается: какая величина силы, прижимающей золотник к зеркалу при давлении воздуха 5 ат над золотником?

Имеем: $p = 5 \text{ кг/см}^2$; $\omega_0 = 2,25 \text{ см}^2$; $\omega = 17,25 \text{ см}^2$.

Согласно формуле (8) получаем силу нажатия от давления воздуха:

$$P = 5 \cdot 2,25 + 0,25 \cdot 5 (17,25 - 2,25) = 30 \text{ кг}.$$

Полное нажатие золотника от воздуха и пружины равно

$$P_1 = 30 + 2 = 32 \text{ кг}.$$

Сопротивление перемещению T при коэффициенте трения 0,1 будет

$$T = 32 \cdot 0,1 = 3,2 \text{ кг}.$$

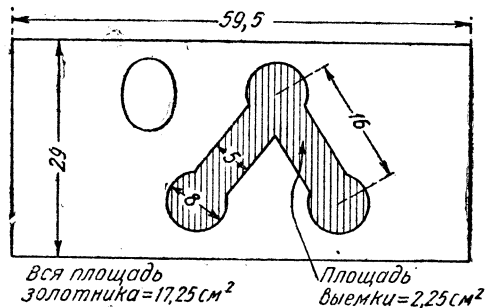
Надо иметь в виду большое непостоянство силы сопротивления золотника сдвигу.

Если золотник находится в условиях эксплуатации тормозного прибора в течение нескольких месяцев, то вследствие некоторого загрязнения обнажаемых трущихся поверхностей, уменьшения толщины, а местами даже исчезновения масляной плёнки, его сопротивление сдвигу может возрасти вдвое. При работе прибора в течение 6—8 мес. без чистки и смазки сопротивление золотника ещё более увеличивается, и, кроме того, золотник начинает пропускать в большей или меньшей степени воздух. Поэтому необходимо прибор снять и произвести чистку и смазку его золотников.

д) Клапаны

Полученные выше выводы по определению силы нажатия золотника на зеркало под давлением находящегося над ним воздуха могут быть приложены и к клапану в следующей формулировке.

Сила нажатия клапана на седло равна разности давлений воздуха над ним и под ним, помноженной на площадь отверстия, закрываемого клапаном, плюс

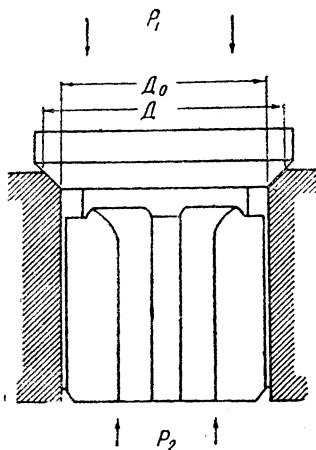


Фиг. 142. Лицо золотника тройного клапана Вестингауза

0,25 того же давления на площадь проекции (на плоскость поперечного сечения) притирочной части седла клапана.

Называя площади отверстия клапана ω_0 соответственно диаметру D_0 (фиг. 143), величину площади большого круга притирочной поверхности седла ω диаметра D и разность давлений воздуха сверху и снизу клапана $\Delta p = (p_1 - p_2)$, получаем силу нажатия клапана на седло

$$P = \Delta p \omega_0 + 0,25 \Delta p (\omega - \omega_0). \quad (9)$$



Фиг. 143. Сила прижатия клапана к седлу под действием давления воздуха и пружины.

Если на клапан действует пружина, то к силе p надо прибавить силу пружины.

Также, как золотники, клапаны обладают свойством непостоянства силы сопротивления подъема их, в особенности если их смазывать. Поэтому клапаны не следует смазывать, допуская при приёмках образование мыльного пузыря, который держится не менее как 2 сек. (при строгих приёмках — 5 сек.). Клапан, находящийся без действия несколько часов, даёт повышенное сопротивление на отрыв его от седла.

Поэтому не рекомендуется пользоваться притирочными клапанами в качестве расчётной площади для его подъёма при заданной разности сил, действующих на него снизу и сверху, тем более, что при подъёмах сразу происходит увеличение рабочей площади клапана на величину притирочной поверхности.

При расчёте величины подъёма клапанов (например, в насосах) надо иметь в виду, что через получившийся подъёмный зазор проходит воздух с большой скоростью и поэтому со значительным понижением давления. Поэтому для пропуска того же весового количества воздуха, которое может пропустить живое сечение клапана ниже седла, нужно зазор подъёма давать несколько большим.

7802

Б. Л. КАРВАЦКИЙ

ОБЩАЯ ТЕОРИЯ АВТОТОРМОЗОВ

ТРАНСЖЕЛДОРНАТ

Б. Л. КАРВАЦКИЙ

ОБЩАЯ ТЕОРИЯ АВТОТОРМОЗОВ

ТРАНСМЕХДИФОРМАТ