

П2-51
Т19

архив

Н. А. ТАРАСОВ - АГАЛАКОВ

Практическая
ГИДРАВЛИКА
в
ПОЖАРНОМ ДЕЛЕ

ЧИТАЛЬНЫЙ ЗАЛ

МОСКВА • 1959

Н. А. ТАРАСОВ-АГАЛАКОВ

Канд. техн. наук

П.2-51
Т. 19

спис

ПРАКТИЧЕСКАЯ ГИДРАВЛИКА В ПОЖАРНОМ ДЕЛЕ

Издание второе,
переработанное и дополненное

41011



ИЗДАТЕЛЬСТВО
МИНИСТЕРСТВА КОММУНАЛЬНОГО ХОЗЯЙСТВА РСФСР

Москва — 1959

В книге изложены основные положения прикладной гидравлики.

Настоящий труд является практическим пособием для пожарных работников, имеющих дело с гидравликой применительно к пожарному делу, и может быть использована в качестве пособия по курсу прикладной гидравлики в пожарно-технических учебных заведениях.



ИЗДАТЕЛЬСТВО

МИНИСТЕРСТВО КОМУНАЛЬНОГО ХОЗЯЙСТВА РСФСР

Москва - 1977

1101P

ПРЕДИСЛОВИЕ

В книге основное внимание уделяется сведениям практического характера, к которым можно отнести такие вопросы, как рассмотрение факторов, влияющих на получение пожарных струй, расчет рукавных систем, работа центробежных насосов, перекачка воды, параллельная работа автонасосов совместно с лафетными стволами, испытание автонасосов и др. Вопросы же гидростатики и гидродинамики освещаются сжато и элементарно, в той мере, в какой это необходимо для понимания излагаемого практического материала.

Некоторые вопросы гидравлики, не имеющие прямого отношения к пожарному делу (например, движение воды в открытых руслах, водосливы и др.), не затрагиваются. Желающие могут ознакомиться с ними в специальных курсах гидравлики.

В книге освещен ряд вопросов практической гидравлики, связанных с пожарным делом, разрабатывающихся в Центральном научно-исследовательском институте противопожарной обороны.

Для практического применения излагаемого материала в книге имеется необходимое количество таблиц и данных справочного характера, облегчающих расчеты при решении задач по гидравлике в области пожарного дела.

Часть текста, в которой более подробно описываются некоторые теоретические положения или дается дополнительный практический материал, а также все примеры выделены петитом.

По сравнению с первым изданием книга значительно переработана. В ней помещены материалы по новым пожарным насосам, новые данные по характеристикам аппаратуры, применяемой в пожарном деле, пересмотрены примеры и таблицы. Кроме того, ранее помещенный по тексту табличный материал перенесен для удобства пользования в конец книги.

Автор будет благодарен за все замечания и предложения по книге, которые следует направлять по адресу: Москва, К-12, Ипатьевский пер., 14, Издательство МКХ РСФСР.

ГЛАВА I

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИКИ

Гидравлика — это прикладная наука, изучающая законы покоя и движения жидких тел и разрабатывающая способы их практического применения.

Гидравлика разделяется на две основные части:

гидростатику, определяющую законы, которым подчиняются жидкости, находящиеся в состоянии покоя (или, иначе, в состоянии равновесия), и

гидродинамику, рассматривающую законы, которым подчиняются жидкости, находящиеся в состоянии движения.

ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

Жидкости обладают незначительной сцепляемостью между частицами и поэтому могут принимать любую форму. Они отличаются от твердых тел своей текучестью.

В широком смысле слова к жидкостям относятся и все газы. Поэтому различают два рода жидкостей:

капельные (например, вода, керосин, бензин и др.), практически несжимаемые, и

газообразные (воздух, углекислый газ, азот и др.), легко сжимаемые и расширяющиеся при изменении давления.

В гидравлике рассматриваются капельные жидкости, ниже приводятся их основные физические свойства.

Объемный вес. Прежде всего жидкость характеризуется объемным весом γ , представляющим собой вес жидкости, заключенной в единице объема.

Объемный вес γ — величина именованная (имеющая размерность). Для воды вес единицы объема в различных мерах выражается

$$\gamma = 0,001 \text{ кг/см}^3 = 1 \text{ г/см}^3 = 1000 \text{ кг/м}^3 = 1 \text{ т/м}^3.$$

Удельный вес. Удельный вес δ — величина отвлеченная (безразмерная) и представляет собой отношение веса жидкости к весу такого же объема воды при температуре 4° .*

* Встречающиеся в книге температуры приведены в градусах Цельсия.

Плотность. Плотность жидкости ρ есть масса единицы объема. Плотность связана с объемным весом и ускорением силы тяжести зависимостью

$$\rho = \frac{\gamma}{g}. \quad (1)$$

Если в формулу (1) подставить значение объемного веса, равное 1000 кг/м^3 , и ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$, то плотность жидкости будет равна

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{1000 \text{ кг/м}^3}{9,81 \text{ м/сек}^2} = 102,8 \text{ кг сек/м}^4.$$

Сжимаемость. Практически жидкости считаются несжимаемыми, так как они оказывают сильное сопротивление сжатию. Например, для того чтобы уменьшить на 1% объем воды, нужно приложить усилие, достигающее до 200 кг/см^2 .

Температурное расширение. При изменении температуры жидкости меняются объемный вес и плотность, как это видно из табл. 1.

Таблица 1

Зависимость плотности и объема воды от температуры

Температура	Плотность	Объем	Температура	Плотность	Объем
0	0,99987	1,00013	30	0,99567	1,00435
4	1,00000	1,00000	40	0,9922	1,0078
10	0,99973	1,00023	50	0,9881	1,0121
20	0,99823	1,00177			

Наибольшую плотность вода имеет при температуре 4° .

Так как расширение воды при температурах, встречаемых в практике противопожарного водоснабжения и пожарной гидравлики, незначительно, то обычно расширением объема воды с изменением температуры пренебрегают (при изменении температуры от 0 до 30° объем воды меняется примерно на 0,5%; при изменении температуры от 0 до 50° — примерно на 1%).

Вязкость. Вязкостью жидкости называется сопротивление, оказываемое взаимному передвижению смежных слоев жидкости, т. е. скольжению одного слоя жидкости по другому.

В гидравлике существует понятие идеальной жидкости, абсолютно несжимаемой, не расширяющейся от изменения температуры и не имеющей сопротивления при взаимном передвижении смежных слоев жидкости. На самом деле таких жидкостей не бывает. Это понятие введено для облегчения изложения ряда теоретических положений гидравлики, помогающих решению вопросов, связанных с движением реальных жидкостей.

В действительности, при движении жидкостей затрачивается значительная энергия на преодоление сопротивления сдвигу и трению о внешние поверхности, поэтому учет потерь энергии на трение является одной из основных задач гидравлики.

Обычно в гидравлике для учета вязкости применяют коэффициент ν , называемый кинематическим коэффициентом вязкости (табл. 2 и 3).

Размерность кинематического коэффициента вязкости ν — в $\text{см}^2/\text{сек}$ или $\text{м}^2/\text{сек}$.

Кроме того, применяют так называемый коэффициент абсолютной вязкости μ , связанный с коэффициентом кинематической вязкости зависимостью

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (2)$$

Коэффициент абсолютной вязкости μ может быть представлен как сила трения, отнесенная к единице площади трущихся слоев.

Интересующихся более подробными сведениями по вязкости жидкости отсылаем к курсам гидравлики.

Некоторые данные по вязкости отдельных жидкостей приведены в табл. 2.

Таблица 2

Коэффициент кинематической вязкости некоторых жидкостей (при 18°)

Жидкости	Объемный вес γ в $\text{кг}/\text{м}^3$	Кинематический коэффициент вязкости ν в $\text{см}^2/\text{сек}$
Вода	998,65	0,0106
Бензин	680—720	0,0065
Спирт винный	790	0,0133
Керосин	790—820	0,0250
Нефть	760—900	0,25—1,40
Глицерин	1260	8,70

Разные жидкости обладают различной вязкостью. Для одной и той же жидкости с повышением температуры вязкость уменьшается, а с понижением температуры — увеличивается.

В табл. 3 даны значения кинематического коэффициента вязкости для воды при различной температуре.

Таблица 3

Кинематические коэффициенты вязкости воды при
различной температуре

t°	ν , см ² /сек	t°	ν , см ² /сек
0	0,0178	18	0,0106
5	0,0152	20	0,0101
10	0,0131	30	0,0080
12	0,0124	40	0,0066
14	0,0117	70	0,0041
16	0,0111	100	0,0028

Практически вязкость жидкости определяется вискозиметрами и измеряется в градусах Энглера (E°).

Перевод вязкости в градусах Энглера к кинематическому коэффициенту вязкости может быть произведен по формуле

$$\nu = \left(0,0731^{\circ} E - \frac{0,0631}{^{\circ} E} \right) \text{ см}^2/\text{сек}. \quad (3)$$

ГЛАВА II

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ГИДРОСТАТИКИ

1. ДАВЛЕНИЕ ЖИДКОСТИ

Если не учитывать атмосферное давление, то давление на площадку внутри жидкости определяется весом ее столба, находящегося над данной площадкой. Определим при этих условиях давление на площадку ω дна сосуда (рис. 1) при высоте слоя жидкости h .

Вес столба жидкости P над площадкой ω равен произведению объемного веса жидкости γ на площадь основания ω и на высоту h

$$P = \gamma \omega h. \quad (4)$$

Разделим обе части уравнения (4) на ω , тогда получим

$$\frac{P}{\omega} = \gamma h. \quad (5)$$

Величина $p = \frac{P}{\omega}$ называется гидростатическим давлением.

Для гидростатического давления, следовательно, имеем формулу

$$p = \gamma h. \quad (6)$$

Если объемный вес γ измеряется в кг/см^3 , а высота слоя жидкости h в см , то размерность гидростатического давления будет $\frac{\text{кг/см}}{\text{см}^2} = \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$.

Кроме того, гидростатическое давление можно измерять в атмосферах. Давление одной атмосферы равно давлению столба воды высотой 10,33 м или столба ртути высотой 0,76 м. В зависимости от высоты места и метеорологических условий (погоды) атмосферное давление меняется.

Для упрощения расчетов в технике введено понятие техни-

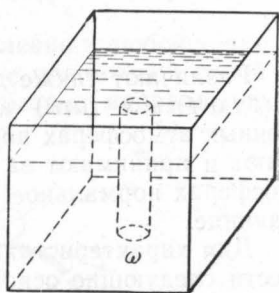


Рис. 1.

ческой атмосферы, равной давлению столба воды высотой 10 м.

Объем этого столба воды при основании его в 1 см^2 будет равен $1 \text{ см}^2 \cdot 1000 \text{ см} = 1000 \text{ см}^3$, что в переводе на вес равно 1 кг.

Таким образом, одна техническая атмосфера равна давлению 1 кг на 1 см^2 .

В технике обычно применяют единицы измерения давления, показанные в табл. 4.

Таблица 4

Единицы измерения	Сокращенное обозначение	Сравнение
В метрах водяного столба	м вод. ст.	$10 \text{ м вод. ст.} = 1 \text{ ат}$
В технических атмосферах	ат	$1 \text{ ат} = 10 \text{ м вод. ст.}$
В кг/см^2	кг/см^2	$1 \text{ кг/см}^2 = 1 \text{ ат} = 10 \text{ м вод. ст.}$
В миллиметрах ртутного столба	мм рт. ст.	$760 \text{ мм рт. ст.} = 1 \text{ ат} = 1,033 \text{ кг/см}^2 = 10,33 \text{ м вод. ст.}$

Различают также давление в абсолютных (ата) и избыточных (ати) атмосферах. При вычислении в избыточных атмосферах нормальное атмосферное давление не учитывают и принимают за нуль; при вычислениях в абсолютных атмосферах нормальное атмосферное давление принимают равным единице.

Для характеристики гидростатического давления можно привести следующие основные положения:

1. Гидростатическое давление перпендикулярно к любой поверхности, на которую оно действует.

2. Гидростатическое давление в любой точке жидкости действует во всех направлениях с одинаковой силой (закон Паскаля).

3. Гидростатическое давление в точке жидкости пропорционально глубине ее погружения под уровень жидкости.

4. Гидростатическое давление пропорционально объемному весу жидкости.

5. Гидростатическое давление в любой точке жидкости не зависит от формы стенок сосуда.

Первое положение. Гидростатическое давление перпендикулярно к любой поверхности, на которую оно действует (рис. 2, стрелки показывают направление давления жидкости).

Приведем доказательство этого положения. Предположим, что давление P в точке A не перпендикулярно поверхности стенки (рис. 3). Разложим по правилам механики силу P на две составляющие P_y — вдоль стенки и P_x — перпендикулярно стенке сосуда.

Составляющая P_x уравнивается реакцией стенки, а составляющая P_y в этом случае должна заставить жидкость двигаться вниз. Но так как в жидкости, находящейся в состоянии покоя, движения нет, то составляющая P_y отсутствует. Следовательно, остается только одна составляющая P_x , которая

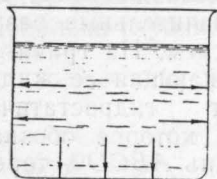


Рис. 2.

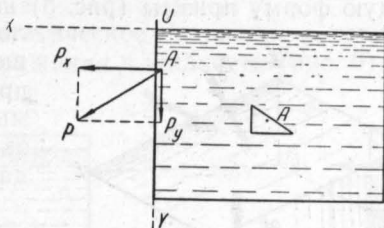


Рис. 3.

должна совпадать по направлению и размеру с гидростатическим давлением P и направлена перпендикулярно к поверхности стенки.

Второе положение. Гидростатическое давление в любой точке жидкости действует во всех направлениях с одинаковой силой (закон Паскаля). На рис. 4 стрелки показывают направление давления жидкости.

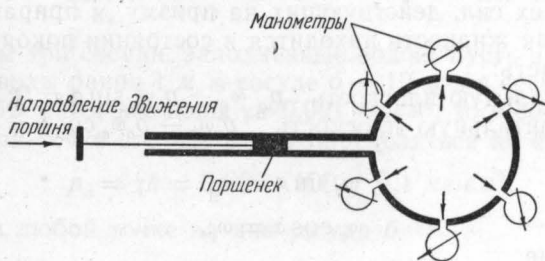


Рис. 4.

На приборе, показанном на рис. 4, это можно показать наиболее простым образом. Сферический сосуд наливают водой и создают в нем давление посредством поршня. Давление, создаваемое поршнем, передается на жидкость с одинаковой силой во всех направлениях, что можно наблюдать по показаниям манометров, присоединенных к сосуду, как это показано на рис. 4. Разностью высот расположения манометров (например, верхнего и нижнего) как незначительной пренебрегаем. Иногда в таком приборе вместо манометров по всей его сферической поверхности просверлены небольшие отверстия, диаметром около 1 мм. В этом случае одинаковость давления по всем направлениям на-

блуждают по одинаковым струйкам, возникающим при нажатии на воду поршнем.

Это положение гидростатики может быть доказано и другим, приводимым ниже способом.

Выделим в точке A (см. рис. 3) сосуда частицу жидкости, имеющую форму призмы (рис. 5) незначительных размеров. Си-

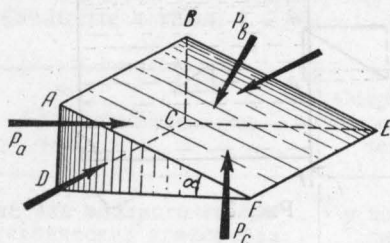


Рис. 5.

лой тяжести частицы, имеющей незначительные размеры, пренебрегаем. На грани призмы окружающая ее жидкость оказывает гидростатическое давление, которое обозначим:

на грань $ABCD$ — через p_a ,

на грань $ABEF$ — через p_b ,

на грань $DCEF$ — через p_c .

Давление на грани ADF и BCE вследствие равенства поверхностей этих граней равны

между собой и направлены в противоположные стороны, а поэтому уравниваются.

Обозначим площади граней:

$ABCD$ — через ω_a ; $ABEF$ — через ω_b ; $DCEF$ — через ω_c .

Возьмем сумму проекций на вертикальную и горизонтальную плоскости всех сил, действующих на призму, и приравняем их к нулю (так как жидкость находится в состоянии покоя).

Будем иметь:

на вертикальную плоскость $p_a \omega_a - p_b \omega_b \sin \alpha = 0$;

на горизонтальную плоскость $p_c \omega_c - p_b \omega_b \cos \alpha = 0$.

Так как

$$\omega_b \sin \alpha = \omega_a$$

и

$$\omega_b \cos \alpha = \omega_c,$$

то выражение

$$p_a \omega_a - p_b \omega_b \sin \alpha = 0$$

можно представить в виде

$$p_a \omega_a - p_b \omega_a = 0,$$

а выражение

$$p_c \omega_c - p_b \omega_b \cos \alpha = 0$$

можно представить в виде

$$p_c \omega_c - p_b \omega_c = 0.$$

Разделив соответственно на ω_a и ω_c , получим

$$p_a - p_b = 0.$$

$$p_c - p_b = 0.$$

Следовательно,

$$p_a = p_b,$$

$$p_c = p_b$$

или

$$p_a = p_b = p_c.$$

Третье положение. Гидростатическое давление в точке пропорционально глубине ее погружения в жидкость (рис. 6).

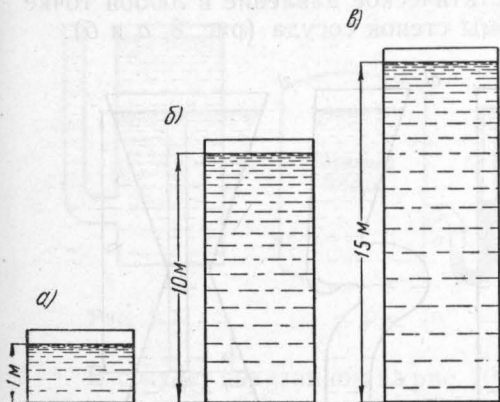


Рис. 6.

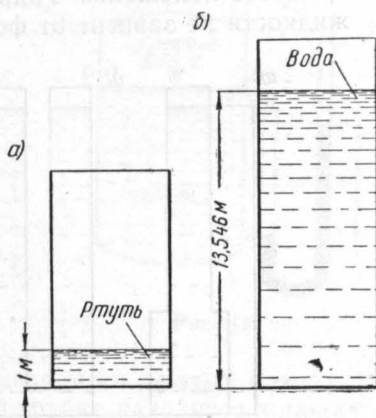


Рис. 7.

Возьмем три сосуда, заполненные водой; пусть в сосуде *а* высота слоя воды равна 1 м, в сосуде *б* — 10 м и в сосуде *в* — 15 м. Так как объемный вес воды $\gamma = 0,001 \text{ кг/см}^3$, то в сосуде *а* давление в любой точке его дна будет определяться по формуле

$$p_a = \gamma h = 0,001 \cdot 100 = 0,1 \text{ кг/см}^2;$$

давление в любой точке на дне сосуда *б*

$$p_b = 0,001 \cdot 1000 = 1,0 \text{ кг/см}^2;$$

давление в любой точке на дне сосуда *в*

$$p_b = 0,001 \cdot 1500 = 1,5 \text{ кг/см}^2.$$

Четвертое положение. Гидростатическое давление пропорционально объемному весу жидкости (рис. 7).

На рис. 7 показаны два сосуда: в сосуде *а* находится ртуть слоем в 1 м, а в сосуде *б* — вода слоем в 13,546 м.

Давление в любой точке на дне сосудов будет составлять: в сосуде *а* при объемном весе ртути

$$\gamma_{рт} = 0,013546 \text{ кг/см}^2;$$

$$p_a = \gamma_p h = 0,013546 \cdot 100 = 1,3546 \text{ кг/см}^2;$$

в сосуде б при объемном весе воды

$$\gamma_w = 0,001 \text{ кг/см}^3;$$

$$p_b = \gamma_w h = 0,001 \cdot 1354,6 = 1,3546 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом, несмотря на разные высоты слоев жидкости в сосудах, в данном случае давление в любой точке дна сосудов а и б одинаково, так как различны объемные веса жидкостей.

Пятое положение. Гидростатическое давление в любой точке жидкости не зависит от формы стенок сосуда (рис. 8, а и б).

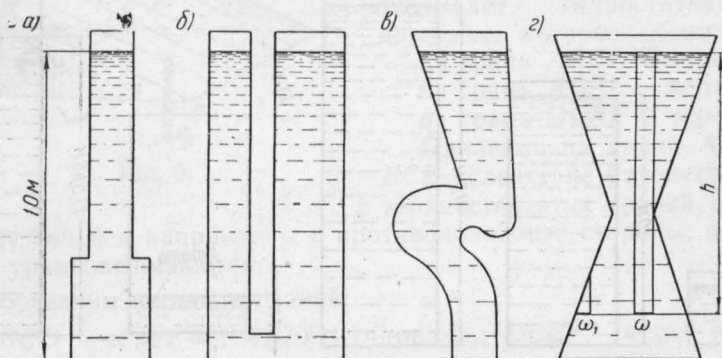


Рис. 8.

На рис. 8 показаны сосуды различной конфигурации, но слой воды в них одинаковой высоты — 10 м.

Гидростатическое давление в точке на дне каждого из сосудов, показанных на рис. 8, будет составлять

$$p = \gamma h = 0,001 \cdot 1000 = 1,0 \text{ кг/см}^2.$$

Если в сосуде, показанном на рис. 8, г, выделим столб жидкости с площадью основания ω и высотой h , то суммарное давление на площадку ω будет равно

$$P = \gamma \omega h.$$

На площадку ω_1 , равную по площади ω и находящуюся на той же глубине h , действует такое же давление, так как иначе не было бы соблюдено условие нахождения жидкости в состоянии покоя.

На рис. 8, б показаны сообщающиеся сосуды; жидкость в них располагается на одном уровне.

✓ 2. ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ

Давление измеряется обычно манометрами. Манометры бывают жидкостные и пружинные.

Жидкостные манометры. Если присоединить к стенке откры-

того резервуара, заполненного водой, вертикальную трубку (рис. 9), то по закону сообщающихся сосудов (см. рис. 8, б) уровень воды в трубке поднимется на ту же высоту, что и в резервуаре. Следовательно, такой трубкой можно пользоваться для определения уровня жидкости в резервуаре.

Этот же способ может быть применен и для закрытых сосудов, в которых находятся жидкости под давлением сжатого воздуха или какой-либо сжатый газ.

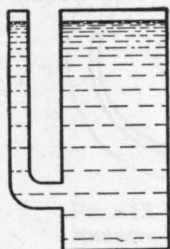


Рис. 9.

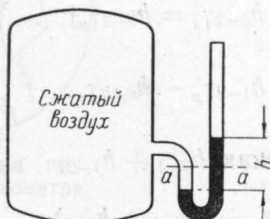


Рис. 10.

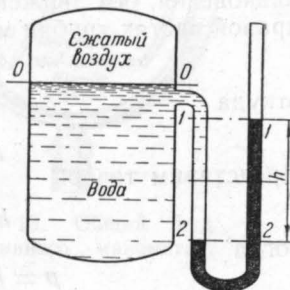


Рис. 11.

В сосуде, показанном на рис. 10, находится сжатый воздух. В присоединенной к сосуду U-образной трубке находится жидкость (например, ртуть). Если бы давления сжатого воздуха не было, то жидкость установилась бы в обеих частях трубки на одинаковом уровне $a-a$. Под давлением же сжатого воздуха уровень жидкости в левой части трубки опустится, а в правой поднимется. Разность уровней жидкости в U-образной трубке покажет давление в сосуде, равное $p = \gamma h$, где γ — объемный вес жидкости, а h — высота столба жидкости (разность уровней в U-образной трубке).

При значительном давлении в сосуде потребуется трубка большой высоты. Так, например, если бы давление в сосуде равнялось 2 ат , то столб воды составлял бы $h_s = \frac{p}{\gamma_s} = \frac{2}{0,001} = 2000 \text{ см}$, или 20 м вод. ст. , что привело бы к очень большой высоте трубки. Если эту трубку залить ртутью, то высота ртути составит

$$h_p = \frac{p}{\gamma_p} = \frac{2}{0,01356} = 147 \text{ см, или } 1,47 \text{ м.}$$

Положим теперь, что в резервуар (рис. 11) налита вода, находящаяся под давлением сжатого воздуха.

В U-образную трубку, присоединенную к резервуару, налита ртуть. В левой стороне U-образной трубки ртуть под давлением сжатого воздуха и столба воды опустилась и в сечении 2—2 уравнилась со столбом ртути, находящейся в правой стороне трубки.

Гидростатическое давление в сечении 2—2 для правой части трубки будет равно $\gamma_p h_{1-2}$, где γ_p — объемный вес ртути. В левой части трубки гидростатическое давление будет равно

$$p + h_{0-2}\gamma_s,$$

где: γ_s — объемный вес воды;

p — искомое давление в резервуаре.

Так как в U-образной трубке ртуть находится в состоянии равновесия, без движения, то давление в сечении 2—2 в левой и правой частях трубки можно приравнять, т. е.

$$p + h_{0-2}\gamma_s = h_{1-2}\gamma_p,$$

откуда

$$p = h_{1-2}\gamma_p - h_{0-2}\gamma_s.$$

Представим теперь

$$h_{0-2} \text{ как } h_{0-1} + h_{1-2},$$

тогда

$$p = h_{1-2}\gamma_p - (h_{0-1} + h_{1-2})\gamma_s.$$

Если при относительно большом давлении p пренебречь высотой h_{0-1} , то получим

$$p = h_{1-2}(\gamma_p - \gamma_s).$$

Следовательно, давление p в резервуаре можно получить как произведение столба ртути h_{1-2} на разность объемных весов $\gamma_p - \gamma_s$.

Пружинные манометры. При значительных давлениях, имеющих место в практических условиях, жидкостные манометры применяют сравнительно редко. Чаще используют металлические пружинные манометры, имеющие небольшие размеры и более удобные в практической работе. Так, на автотопках, автоцистернах, мотопомпах и других приборах пожаротушения устанавливают только пружинные манометры.

Примерная схема устройства пружинного манометра показана на рис. 12. Жидкость или газы, попадая под давлением в полую пружинную трубку a , стремятся распрямить ее, при этом при помощи зубчатой передачи приводится в движение стрелка, перемещающаяся по шкале.

На рис. 13 показан общий вид пружинного манометра.

Давление на циферблате манометра показывается обычно в технических избыточных атмосферах (кг/см^2), т. е. нормальное атмосферное давление приравнивается к нулю.

Манометры не рекомендуется применять при давлении, близком к предельному, указанному на циферблате. Измеряемое давление должно составлять не более $\frac{2}{3}$ предельного. Например, если измеряемое давление должно составлять 6 ат, то манометр следует применять с предельным давлением 8 или даже 10 ат.

Часто вместо манометров, имеющих шкалы с нанесенными на них делениями, применяют манометры с самопишущими приборами.

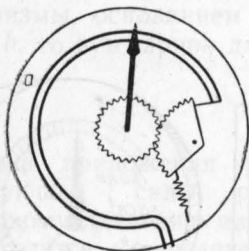


Рис. 12. Схема пружинного манометра.

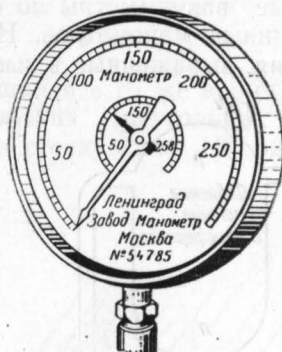


Рис. 13. Общий вид пружинного манометра.

✓ 3. ВАКУУМ И ЕГО ИЗМЕРЕНИЕ

41011 Недостаток давления до атмосферного называется вакуумом. Следовательно, вакуум измеряется разностью между атмосферным и фактическим давлением. Покажем это на следующем примере. Пусть в сосуде *A* (рис. 14) давление меньше атмосферного, т. е. имеет место вакуум. Тогда в трубке *B*, опущенной в резервуар *C*, вода поднимется на некоторую высоту h_v , соответствующую разрежению в сосуде *A*. Вода в трубке *B* поднимется потому, что поверхность воды в резервуаре *C* находится под атмосферным давлением.

Если давление в сосуде *A* обозначить буквой p , а атмосферное — через p_a , то величину h_v определим из условия равенства давления в трубке (сверху и снизу) на уровне *DE*.

Над уровнем *DE* в трубке *B* давление равно $p + \gamma h_v$ снизу уровня *DE* в трубке *B* давление равно p_a , т. е. атмосферному давлению.

Так как давление в трубке на уровне *DE*, сверху и снизу, одинаково, то

$$p + \gamma h_v = p_a,$$

откуда

$$h_v = \frac{p_a - p}{\gamma} = \frac{p_{\text{вак}}}{\gamma}.$$

Теоретически предельная высота вакуума может достигать 10,33 м вод. ст., однако в практических условиях достигаемый вакуум имеет обычно меньшую величину.

Вакуум, как и избыточное давление, измеряется в м вод. ст., мм рт. ст. или в долях атмосферы.



Для измерения вакуума применяют жидкостные и пружинные вакуумметры.

На рис. 15 приведена схема жидкостного вакуумметра. Пружинные вакуумметры по своему устройству не отличаются от пружинных манометров. На циферблат вакуумметра нанесены деления, выраженные в мм рт. ст.

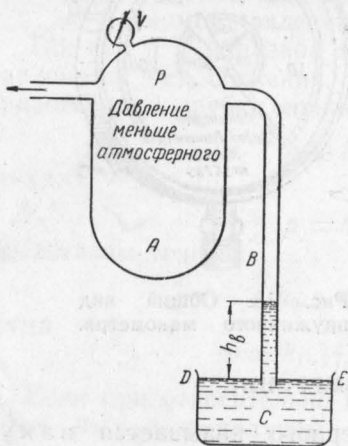


Рис. 14.

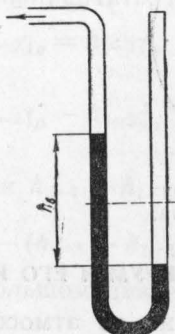


Рис. 15.

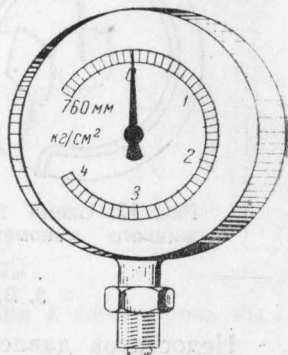


Рис. 16.

Кроме пружинных вакуумметров, существуют мановакуумметры, которыми измеряют давления больше и меньше атмосферного. Общий вид мановакуумметра показан на рис. 16.

В мановакуумметрах нулевое деление циферблата расположено таким образом, что при перемещении стрелки влево прибор показывает разрежение, а при перемещении вправо — избыточное (больше атмосферного) давление.

Мановакуумметры устанавливают, например, на насосах пожарных автомобилей, забирающих воду из водоемов (в этом случае мановакуумметр показывает разрежение) и из гидрантов на водопроводной сети, откуда вода подается под давлением выше атмосферного (в этом случае мановакуумметр показывает избыточное давление).

4. ДАВЛЕНИЕ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКУЮ ВЕРТИКАЛЬНУЮ СТЕНКУ

По третьему положению (см. выше) гидростатическое давление в жидкости пропорционально ее глубине, т. е. $p = \gamma H$.

Графически изменение давления в зависимости от глубины можно представить в виде треугольника ABC (рис. 17), причем в точке C гидростатическое давление представлено катетом AC и равно $P_c = \gamma H$.

На единицу ширины стенки суммарное давление P_1 равно

объему призмы с основанием, равным треугольнику ABC , и высотой, равной единице, т. е.

$$P_1 = \frac{\gamma H^2}{2}, \quad (7)$$

а так как вся ширина стенки (являющаяся в то же время высотой призмы, основанием которой служит треугольник ABC) равна b , то суммарное давление P на стенку (рис. 18) равно

$$P = \frac{\gamma b H^2}{2}. \quad (8)$$

Точка приложения равнодействующей силы, равной суммарному давлению на стенку, находится в середине ширины стенки (т. е. на расстоя-

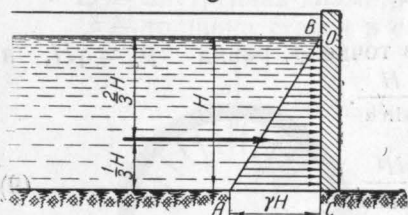


Рис. 17.

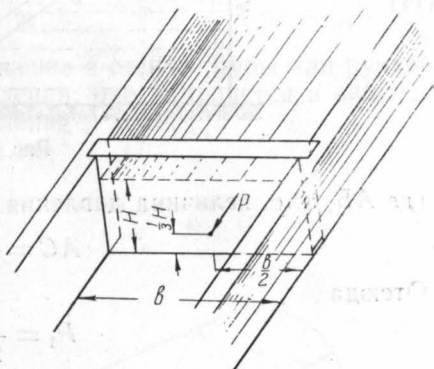


Рис. 18.

нии $\frac{b}{2}$ от ее краев) по горизонтали и на $\frac{1}{3}$ высоты снизу (на $\frac{2}{3}$ высоты сверху) — по вертикали.

Пример. Определить давление воды на вертикальную стенку шириной 10 м при глубине воды 3 м.

Объемный вес воды равен $1,0 \text{ т/м}^3$.

По формуле (8) имеем:

$$P = \frac{\gamma b H^2}{2} = \frac{1,0 \cdot 10 \cdot 3^2}{2} = 45 \text{ т.}$$

5. ДАВЛЕНИЕ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКУЮ НАКЛОННУЮ СТЕНКУ

Гидростатическое давление на стенку зависит от глубины H ; при этом безразлично, является ли эта стенка вертикальной или наклонной.

Разница заключается только в том, что наклонная стенка имеет длину большую, чем H , равную $AC = \frac{H}{\sin \alpha}$ (рис. 19).

Действительно, из прямоугольного треугольника ACD , где $CD = H$, длина наклонной стенки $AC = \frac{CD}{\sin \alpha} = \frac{H}{\sin \alpha}$.

По предыдущему (см. «Гидростатическое давление жидкости на плоскую вертикальную стенку»), на единицу ширины стенки суммарное давление P_1 равно объему призмы с основанием, равным треугольнику ABC , и высотой, равной единице, т. е.

$$P_1 = \frac{AB \cdot AC \cdot 1}{2},$$

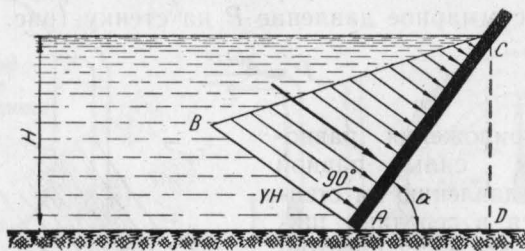


Рис. 19.

где AB , т. е. величина давления в точке A , равна $p_a = \gamma H$, а

$$AC = \frac{H}{\sin \alpha}.$$

Отсюда

$$P_1 = \frac{\gamma H^2}{2 \sin \alpha}. \quad (9)$$

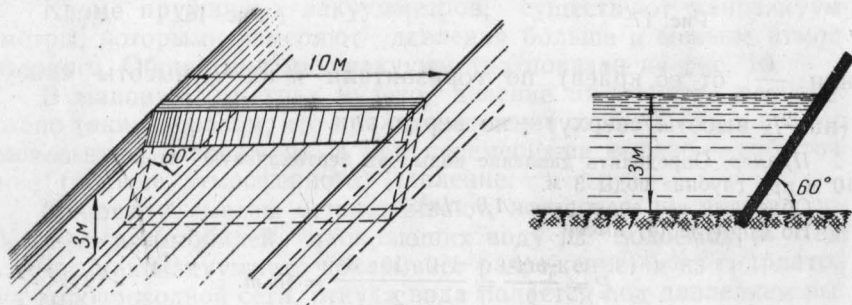


Рис. 20.

Если ширину стенки обозначить через b (ширина стенки b при вычислении суммарного давления на нее представляет собой высоту призмы, основание которой равно площади треугольника ABC), то суммарное давление на стенку равно

$$P = \frac{\gamma b H^2}{2 \sin \alpha}, \quad (10)$$

где α — угол наклона стенки (см. рис. 19).

Пример. Определить давление воды на плоскую прямоугольную стенку (рис. 20), наклоненную под углом 60° к горизонту. Глубина воды 3 м, ширина на стенки 10 м, объемный вес воды 1 т/м^3 .

По формуле (10) имеем

$$P = \frac{\gamma b H^2}{2 \sin 60^\circ} = \frac{1,0 \cdot 10 \cdot 3^2}{2 \cdot 0,866} = 51,8 \text{ м.}$$

Значение $\sin 60^\circ$ можно найти в таблицах натуральных тригонометрических функций, которые приводятся в справочниках по математике, технических справочниках и пр.

6. РАСЧЕТ ТРУБ И РУКАВОВ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет труб и рукавов на прочность производится по формуле

$$\sigma = \frac{pD}{2\delta}, \quad (11)$$

где: σ — напряжение на растяжение в стенке трубы или рукава в продольном направлении; оно измеряется в кг/см^2 ;

p — гидростатическое давление в кг/см^2 ;

D — внутренний диаметр в см ;

δ — толщина стенки в см .

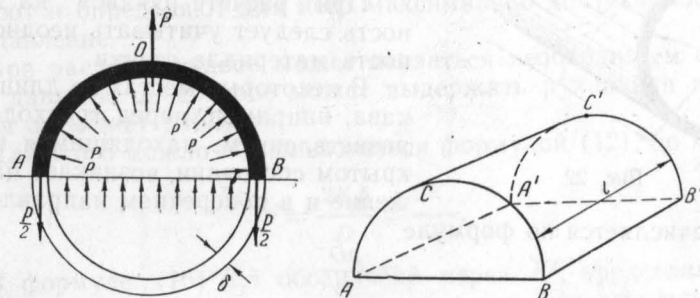


Рис. 21.

Приведем вывод этой формулы. Вместо внутреннего гидростатического давления p , действующего на поверхность $ACBB'C'A'$ (рис. 21), можно взять силу P , представляющую собой вертикальную составляющую суммы внутреннего давления p на эту поверхность. Сила P стремится разорвать трубу по диаметру. Величина силы P будет равна гидростатическому давлению воды p на проекцию поверхности $ACBB'C'A'$ на плоскость, проходящую по оси трубы и равную $ABB'A'$. Примем, что стенка отрезка трубы $BB' = l$ равна единице. Тогда суммарное давление на поверхность $ABB'A'$, или сила P , будет равно

$$P = p_{AB} \cdot BB' = pDl = pD1 = pD.$$

На одну сторону трубы (грань AA') будет действовать сила $\frac{P}{2}$, которая распределяется на площадь сечения стенки трубы, равную $l\delta = 1\delta = \delta$. Отсюда стремящаяся разорвать трубу сила,

приходящаяся на единицу площади сечения стенки, или, что то же, напряжение, испытываемое стенкой, будет составлять

$$\sigma = \frac{P}{2\delta},$$

а так как $P = pD$, то, следовательно,

$$\sigma = \frac{pD}{2\delta}.$$

Если требуется найти толщину стенки трубы, рукава, то формула (11) принимает вид

$$\sigma = \frac{pD}{2K_z}. \quad (12)$$

Здесь вместо σ вводится величина K_z , обозначающая допускаемое напряжение (в кг/см^2) материала, из которого изготовлена труба.

При расчете рукавов на прочность следует учитывать неоднородность материала стенки.

В некоторых местах по длине рукава, например, перед трехходовым разветвлением, находящимся в закрытом состоянии, возникает напряжение и в поперечном направлении.

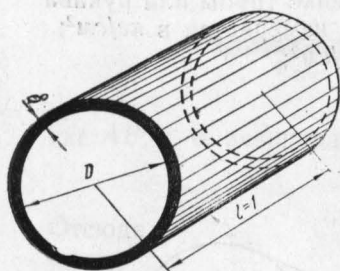


Рис. 22.

Оно вычисляется по формуле

$$\sigma = \frac{pD}{4\delta}, \quad (13)$$

из которой

$$\delta = \frac{pD}{4K_z}. \quad (14)$$

Действительно, усилие P (рис. 22), стремящееся разорвать рукав в поперечном направлении, состоит из произведения давления p на площадь поперечного сечения рукава ω_p , равную

$$\omega_p = \pi r^2 = \frac{\pi D^2}{4}.$$

Отсюда

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

Это усилие воспринимается поперечным сечением $\omega_{ст. p}$ стенки рукава диаметром D и толщиной δ , равным

$$\omega_{ст. p} = \pi D \delta.$$

Отсюда испытываемое тканью рукава напряжение в поперечном направлении будет

$$\sigma = \frac{P}{\omega_{ст. p}} = \frac{p \frac{\pi D^2}{4}}{\pi D \delta} = \frac{pD}{4\delta}. \quad (15)$$

Из сравнения формул (11) и (13) видно, что в продольном направлении рукав испытывает в два раза большее напряжение, чем в поперечном.

При расчете рукавов на прочность следует исходить из того, что ткань рукава состоит из отдельных прядей, а не представляет собой сплошное сечение.

Поэтому качество стенки рукава зависит от количества, толщины и плотности прядей и качества материала, из которого изготовлен рукав, и, следовательно, допускаемое напряжение на стенку также зависит от сорта рукава и может изменяться в значительных пределах.

Вследствие этого каждый сорт рукава предварительно испытывают и определяют для него максимально допускаемое рабочее давление.

При расчете рукавов может оказаться необходимым определить давление p , которое может выдержать рукав или при котором он может работать.

Для этого можно воспользоваться формулой (12), по которой

$$p = \frac{2K_z \delta}{D} = \frac{2K'}{D}. \quad (16)$$

В формуле (16) $K_z \delta$ обозначено через K' , представляющее собой допускаемую нагрузку в килограммах, которую может выдержать кольцо рукава длиной $l=1$ см и толщиной δ . Это допускаемое напряжение необходимо определять опытным путем — испытанием полоски рукава на разрыв.

Обычно рукава, рассчитанные на давление 10 атм, имеют величину K' , равную 25—40 кг (25 кг при диаметре рукава около 50 мм и 40 кг — при диаметре рукава около 78 мм).

Пример. Определить толщину стенки стальной трубы диаметром $D = 104$ мм при внутреннем давлении $p = 16$ кг/см².

Допускаемое напряжение на разрыв трубы для стали примем равным 800 кг/см².

По формуле (12) имеем

$$\delta = \frac{pD}{2K_z} = \frac{16 \cdot 10,4}{2 \cdot 800} = 0,1 \text{ см.}$$

Так как для стальных труб обычно прибавляется к толщине стенки трубы запас на ржавление, составляющий от 1 до 2 мм, то для данного случая толщина стенки трубы будет составлять

$$\delta = 0,1 + 0,2 = 0,3 \text{ см или } 3 \text{ мм.}$$

Однако по конструктивным и технологическим соображениям трубы такого диаметра делаются с толщиной стенки 4—5 мм.

Пример. Определить допускаемое внутреннее давление p в рукаве диаметром $D = 65$ мм, если допускаемая нагрузка K' на 1 см длины рукава составляет $K' = 40$ кг.

По формуле (16) имеем

$$p = \frac{2K'}{D} = \frac{2 \cdot 40}{6,5} = 12,3 \text{ кг/см}^2.$$

7. ПЛАВАНИЕ ТЕЛ. ЗАКОН АРХИМЕДА

Рассмотрим погруженное в жидкость призматическое тело (рис. 23). Обозначим силы, действующие на плоскости этого тела, через $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$. При этом силы P_3 и P_4, P_5, P_6 , как равные и противоположно направленные, не влияют на условия плавания тела.

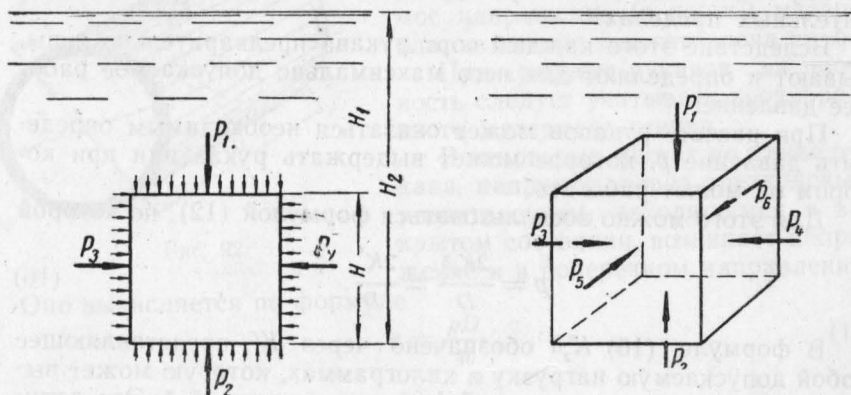


Рис. 23.

Согласно основному уравнению гидростатики силы P_1 и P_2 определяются, соответственно, равными

$$P_1 = \gamma \omega H_1,$$

$$P_2 = \gamma \omega H_2.$$

Очевидно, что сила P_2 будет больше, чем P_1 , и, следовательно, величина P давления жидкости на погруженное тело определится как разность $P_2 - P_1$ или

$$P = P_2 - P_1 = \gamma \omega (H_2 - H_1) = \gamma \omega H. \quad (17)$$

Отсюда видно, что произведение $\gamma \omega H$ представляет собой вес жидкости в объеме погруженного тела (или водоизмещение).

Таким образом, неподвижное тело, полностью погруженное в покоящуюся жидкость, испытывает со стороны последней

только вертикальную гидростатическую подъемную силу P , равную весу жидкости в вытесненном телом объеме. Этот закон известен в гидравлике как закон Архимеда и справедлив для тел любого очертания.

Если обозначить через G вес тела, то могут быть три случая:

1. $P > G$.

В этом случае тело всплывает на поверхность жидкости.

2. $P = G$.

Тело плавает в жидкости (погружено в жидкость).

3. $P < G$.

Тело тонет.

Рассмотрим теперь условия равновесия тела в жидкости при надводном плавании.

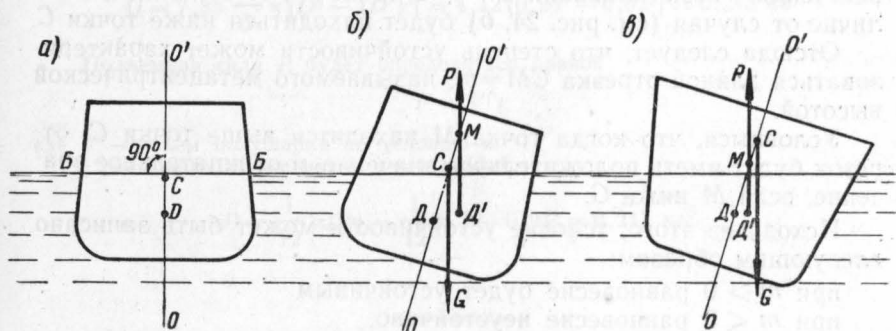


Рис. 24.

На рис. 24 показаны поперечные сечения корпусов трех судов. При вертикальном положении оси плавания $O—O'$ (рис. 24, а) как сила тяжести G так и подъемная сила P расположены по оси $O—O'$ и приложены: сила тяжести G в центре тяжести тела (судна) C , а подъемная сила P в точке D , являющейся центром водоизмещения (т. е. центром тяжести объема, вытесненного телом из жидкости, или центром тяжести объема подводной части судна).

Линия $B—B$ пересечения поверхности плавающего тела с поверхностью воды при нормальном положении этой линии называется в а т е р л и н и е й. Находящийся выше ватерлинии объем корпуса судна составляет запас плавучести.

Обратимся далее к сечению корпуса судна, показанному на рис. 24, б. При наклоне корпуса судна центр тяжести его останется в той же точке C , а сила G будет направлена вертикально вниз. В то же время, поскольку изменится очертание объема, вытесняемого телом из жидкости, изменится и положение центра водоизмещения, который перейдет в точку D' . Подъемная сила P , расположенная в точке D' , будет направлена вертикально вверх.

Таким образом, будем иметь пару сил P и G , которые в данном случае будут стремиться возвратить судно в нормальное положение, а точка M пересечения оси плавания $O—O'$ с линией действия подъемной силы P расположится выше центра тяжести C .

В случае, показанном на рис. 24, в, центр водоизмещения перейдет в точку D' , причем пара сил P и G в отличие от случая (рис. 24, б) стремится еще дальше отклонить накренившийся корпус, вследствие чего равновесие будет неустойчивым.

Из сказанного можно сделать вывод, что чем ниже расположен центр тяжести плавающего тела, тем больше его устойчивость.

Если продолжить линию действия подъемной силы P до пересечения с осью плавания $O—O'$ в точке M , то эта точка, в отличие от случая (см. рис. 24, б) будет находиться ниже точки C .

Отсюда следует, что степень устойчивости может характеризоваться длиной отрезка $CM = m$, называемого метacentрической высотой.

Условимся, что когда точка M находится выше точки C , отрезок будет иметь положительное значение, и отрицательное значение, если M ниже C .

Исходя из этого, условие устойчивости может быть записано следующим образом:

при $m > 0$ равновесие будет устойчивым.

при $m < 0$ равновесие неустойчиво.

Пример. Требуется определить диаметр шарового поплавка из условия, что он погружен в воду на половину диаметра шара.

Поплавок выполнен из стального листа толщиной 1 мм.

Объем шара может быть определен по формуле

$$V = \frac{4}{3} \pi R^3 = \frac{1}{6} \pi D^3.$$

Объем полушария, т. е. объем воды, который по условию вытесняется плавающим телом, будет равен

$$V' = \frac{1}{12} \pi D^3.$$

Подъемная сила P при объемном весе воды $\gamma = 1 \text{ кг/дм}^3$ составит

$$P = \gamma V' = \frac{1}{12} \pi D^3.$$

Определение веса шара произведем упрощенно следующим образом. Как известно, поверхность шара равна

$$S = \pi D^2.$$

Объем W стали в оболочке шара будем считать приближенно как произведение поверхности шара на толщину оболочки, равную 1 мм, или 0,01 дм, отсюда

$$W = \pi D^2 \cdot 0,01.$$

Вес шара G (т. е. его оболочки) при объемном весе стали $7,85 \text{ кг/дм}^3$, составит

$$G = \pi D^2 \cdot 0,01 \cdot 7,85 = \pi D^2 \cdot 0,0785.$$

Так как плавание тела возможно при условии

$$P = G,$$

то

$$\frac{1}{12} \pi D^3 = 0,0785 \pi D^2,$$

откуда

$$D = 12 \cdot 0,0785 = 0,942 \text{ дм, или } 9,4 \text{ см.}$$

Произведем проверку, приняв наружный диаметр оболочки шара $D = 0,94 \text{ дм}$ и внутренний ее диаметр $D' = 0,02 \text{ дм}$.

Тогда вес оболочки шара будет равен

$$G = 7,85 \cdot \frac{1}{6} \pi [D^3 - (D')^3] = 4,12 (0,94^3 - 0,92^3) = 0,218 \text{ кг.}$$

Подъемная сила P будет определяться равной

$$P = V' \gamma,$$

где V' — объем полушария по условию и
 γ — объемный вес воды, $\gamma = 1 \text{ кг/дм}^3$

$$P = \frac{1}{12} \pi D^3 \gamma = \frac{1}{12} 3,14 \cdot 0,94^3 = 0,217 \text{ кг.}$$

ГЛАВА III

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ГИДРОДИНАМИКЕ

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Различают два основных вида движения жидкости — установившееся и не установившееся.

Установившимся называется движение жидкости, при котором скорость в каждой точке данного сечения как по величине, так и по направлению, остается неизменной во времени.

При не установившемся движении в каждой определенной точке данного сечения величина скорости и ее направление изменяются во времени.

Так, например, истечение воды из пожарного ствола при постоянном напоре можно отнести к установившемуся движению. Истечение воды из пожарного ствола при переменном напоре, например в период остановки насоса, является не установившимся движением, к нему можно также отнести момент заполнения рукава водой и пр.

Признаком, характеризующим установившееся движение, является постоянность количества жидкости, протекающей через данное поперечное сечение в единицу времени.

Количество жидкости, протекающее через данное поперечное сечение в единицу времени, называется расходом жидкости. При не установившемся движении постоянного расхода жидкости нет.

В последующих разделах рассматриваются преимущественно вопросы, относящиеся к установившемуся движению (исключение составляет явление гидравлического удара в трубопроводах и рукавах).

Установившееся движение подразделяется на равномерное и неравномерное.

При равномерном движении (дальнейшее рассмотрение вопросов пожарной гидравлики будет связано главным образом с равномерным движением) средняя скорость движения жидкости в сечении потока и его площадь по длине остаются неизменными. Равномерное движение имеет место при течении

воды в трубе постоянного сечения, при постоянном количестве воды, протекающей в единицу времени.

При неравномерном движении средняя скорость движения жидкости в сечении и площадь сечения по длине потока различны. Это бывает, например, при движении воды в потоке, прегражденном плотиной. Перед плотиной глубины и площади живых сечений увеличиваются, а средние скорости движения воды уменьшаются.

Различают напорное и безнапорное движение жидкости.

Напорное движение имеет место, когда поток ограничен стенками, на которые он во всех точках оказывает давление больше атмосферного. Движение воды в рукавах после их заполнения является напорным движением.

При безнапорном движении часть потока не ограничена стенками, а представляет собой свободную поверхность с известным давлением, которое в большинстве случаев равно атмосферному. Примером безнапорного движения может служить движение воды в реке.

Живым сечением называется перпендикулярная к потоку площадь сечения.

Для рукавов и труб при напорном движении воды площадь живого сечения равняется

$$\omega = \pi r^2 \text{ или } \omega = \frac{\pi D^2}{4} = 0,785 D^2.$$

Смоченный периметр χ — это периметр поперечного сечения потока, по которому он соприкасается со стенками трубы, рукава, лотка и пр. Смоченный периметр для труб и рукавов при напорном движении определяется по формуле

$$\chi = 2\pi r = \pi D = 3,14 D,$$

где D — диаметр трубы или рукава.

Гидравлическим радиусом R называется отношение площади живого сечения потока ω к смоченному периметру χ , т. е.

$$R = \frac{\omega}{\chi}. \quad (18)$$

При напорном движении для труб и рукавов гидравлический радиус равен

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

Средняя скорость. Отдельные струйки жидкости в потоке имеют различную скорость, поэтому обычно пользуются понятием средней скорости движения потока, обозначаемой v_{cp} .

Средняя скорость движения потока v_{cp} связана с расходом Q формулой

$$Q = \omega v_{cp}, \quad (19)$$

откуда

$$v_{cp} = \frac{Q}{\omega}$$

Обычно расход жидкости измеряется в л/сек, л/мин и м³/час. Средняя скорость движения воды измеряется в м/сек.

Для одного и того же потока в различных его сечениях по длине расход жидкости должен иметь постоянное значение, поэтому условие $Q = \omega v_{cp}$ называется условием постоянности расхода, а также условием сплошности или неразрывности потока. Сплошным или неразрывным потоком называется поток, в котором с изменением времени не происходит никакого увеличения массы, т. е. количества жидкости, и отсутствуют пустоты (разрывы сплошности течения).

Пример. Расход воды по рукаву диаметром 66 мм составляет 5 л/сек. Определить среднюю скорость, с которой движется вода по рукаву. Площадь сечения рукава диаметром $D = 66$ мм составит

$$\omega = 0,785 \cdot 0,066^2 = 0,00342 \text{ м}^2.$$

Заданный расход воды 5 л/сек в кубических метрах составляет 0,005 м³/сек.

По формуле (19) средняя скорость движения воды в рукаве будет составлять

$$v_{cp} = \frac{Q}{\omega} = \frac{0,005}{0,00342} = 1,51 \text{ м/сек.}$$

Различают два режима движения жидкости — ламинарный и турбулентный.

Ламинарный (или струйчатый) режим движения можно представить как движение жидкости в потоке, представляющем бесконечно большое количество очень тонких струек, двигающихся, не смешиваясь друг с другом. Ламинарное движение иногда называют также слоистым, так как в этом случае поток можно представить в виде отдельных, не смешивающихся друг с другом, слоев жидкости.

Если в поток жидкости, движущийся по трубке, ввести тонкую струйку краски, то при небольшой скорости движения потока краска пройдет отдельной струйкой, не смешиваясь с жидкостью. С увеличением скорости движения жидкости краска будет перемешиваться с нею, теряя свою струйность. В первом случае имеет место ламинарный режим движения жидкости, а во втором — турбулентный. Проведенные в свое время ученым Рейнольдсом опыты с различными жидкостями показали, что переход от ламинарного к турбулентному движению зависит от величины скорости движения жидкости v , диаметра трубки D и от рода жидкости, т. е. от ее кинематического коэффициента вязкости ν .

При турбулентном движении не представляется возможным выделить отдельные струйки или слои в потоке; здесь имеет место беспорядочное движение, при котором частицы жидкости сталкиваются друг с другом, ударяются о стенки трубы и пр.

Для того чтобы установить, находится ли жидкость в состоянии ламинарного или турбулентного режима, существует так на-

зываемый «критерий режима движения», или число Рейнольдса (Re), представляющее собой произведение средней скорости потока на диаметр, деленное на кинематический коэффициент вязкости, т. е.

$$Re = \frac{v_{cp} D}{\nu}, \quad (20)$$

где: v_{cp} — средняя скорость потока;

D — диаметр трубы;

ν — кинематический коэффициент вязкости (для воды при температуре 18° , равный $0,0106 \text{ см}^2/\text{сек}$).

Число Рейнольдса размерности не имеет.

Опытным путем было установлено, что при значениях Re меньше 2320, всегда устанавливается ламинарный режим, даже если движение сначала и находилось в турбулентном состоянии. Если число Рейнольдса больше 2320, имеет место турбулентный режим движения жидкости.

В то же время могут быть созданы условия, при которых критическое число Рейнольдса будет превышать приведенное выше значение. Этого можно достигнуть путем устранения возмущений в потоке или уменьшения их начальной интенсивности.

Для открытых потоков ламинарное движение жидкости происходит при числах Рейнольдса до 580.

В табл. 5 приведены критические значения средних скоростей движения воды в трубах (скорости, ниже указанных в таблице, относятся к ламинарному режиму движения, а скорости, выше указанных в таблице, относятся к турбулентному режиму движения воды в трубах).

Таблица 5

	Диаметр труб и рукавов в мм							
	50	65	75	100	125	150	200	250
Величина критической скорости в м/сек при $Re = 2320$	0,05	0,04	0,03	0,025	0,02	0,015	0,01	0,01

В рукавах и трубах, применяемых для целей пожаротушения, движение воды происходит при скоростях около 1 м/сек и более, т. е. имеется турбулентный режим движения воды.

2. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

Для идеальной жидкости. Уравнение Бернулли представляет собой закон сохранения энергии применительно к гидродинамике. Как известно, закон сохранения энергии является основным законом физики о том, что может изменяться лишь форма энергии, а не ее количество, остающееся неизменным.

В элементарном виде это можно представить следующим образом. Когда кран А закрыт (рис. 25), вода в трубе находится

под давлением столба воды H , а в водонапорном баке создается запас потенциальной энергии (находящейся в состоянии покоя).

Как только кран A откроют, вода начнет двигаться по трубе и выливаться из крана, причем уровень в водонапорном баке будет понижаться. Следовательно, в этом случае запас потенциальной энергии (определяемой высотой столба H) будет уменьшаться за счет перехода ее в кинетическую энергию (или энергию движения), которой обладает движущаяся по трубопроводу и выливающаяся из крана вода.

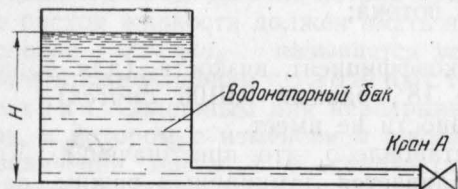


Рис. 25.

Для идеальной жидкости, т. е. воображаемой жидкости, в которой трение внутри нее и о стенки трубы отсутствует, закон сохранения энергии может быть записан в общем виде таким образом:

$$\boxed{\text{Кинетическая энергия}} + \boxed{\text{Потенциальная энергия}} = \text{const (т. е. постоянная величина)}. \quad (21)$$

Как известно из механики, кинетическая энергия тела, находящегося в состоянии поступательного движения, определяется формулой

$$\frac{mv^2}{2}, \quad (22)$$

где m — масса тела, связанная с весом G и ускорением силы тяжести g зависимостью

$$m = \frac{G}{g}.$$

Для единицы объема жидкости, протекающей через данное сечение, вместо веса G можно взять γ , т. е. вес единицы объема жидкости, тогда

$$m = \frac{\gamma}{g}. \quad (23)$$

Подставив значение из формулы (23) в формулу (22), получим, что кинетическая энергия единицы объема жидкости будет равна

$$\frac{\gamma v^2}{2g}.$$

Потенциальную энергию, заключающуюся в единице объема жидкости, можно выразить давлением p .

Обратимся к основному уравнению гидростатики (6)

$$p = \gamma h.$$

В этой формуле γ — вес единицы объема жидкости — можно

принять за силу, h — за путь, на котором эта сила совершит работу. Следовательно, давление p выражает собой энергию.

Таким образом, выражение (21) можно представить в виде

$$\frac{\gamma v^2}{2g} + p = \text{const.}$$

или разделив на γ , получим

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = \text{const.} \quad (24)$$

Формула (24) представляет собой основное уравнение гидродинамики для идеальной жидкости при горизонтальном потоке.

Это уравнение для наиболее простых условий установившегося движения элементарной струйки идеальной несжимаемой жидкости было получено в Петербургской Академии наук Д. И. Бернулли (1738 г.).

Следует отметить, что уравнение Бернулли может быть выведено для случая установившегося движения из общих дифференциальных уравнений движения идеальной жидкости, полученных Эйлером в Петербургской Академии наук (1755 г.).

Так как в уравнении (24) дается энергия единицы объема протекающей жидкости, то оно может быть названо уравнением удельной энергии потока.

Если к трубе AB (рис. 26), по которой движется вода, присоединить трубку CD , то вода в последней поднимается на высоту h , равную $\frac{p}{\gamma}$, так как по уравнению (6) $h = \frac{p}{\gamma}$.

Такие трубки называются пьезометрическими трубками, или пьезометрами, а высота, на которую поднялась вода в пьезометре, называется пьезометрической высотой.

Таким образом, второй член уравнения $\frac{p}{\gamma}$ представляет собой пьезометрическую высоту.

Если принять, что скорость $v = 0$, т. е. движение отсутствует, уравнение (24) будет иметь вид

$$\frac{p}{\gamma} = \text{const.}$$

а так как $\frac{p}{\gamma}$ представляет собой напор, то можно принять, что постоянная величина $\text{const} = H$, где H есть величина превышения уровня жидкости в резервуаре над трубой (см. рис. 25).

Следовательно,

$$\frac{p}{\gamma} = H, \text{ или } p = \gamma H.$$

Так как это выражение является основной формулой гидростатики, следовательно, состояние покоя жидкости является частным случаем нахождения ее в движении.

Поэтому уравнение (24) можно представить в виде

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = H. \quad (25)$$

Положим теперь, что $\frac{p}{\gamma} = 0$. Это может быть, например, при истечении из насадки, когда струя воды вытекает в атмосферу. Тогда уравнение (25) примет вид

$$\frac{v^2}{2g} = H, \quad (26)$$

отсюда

$$v = \sqrt{2gH}. \quad (27)$$

Это формула истечения идеальной жидкости из отверстия.

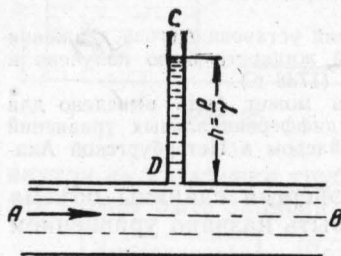


Рис. 26.

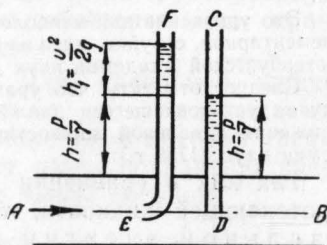


Рис. 27.

Иллюстрацией уравнения (25) может служить следующий пример.

Если к трубе AB (рис. 27) присоединены две трубки CD и FE , причем конец трубки FE повернут по направлению к потоку, то уровень воды в трубке FE поднимется на высоту, равную $\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}$. В то же время в трубке CD уровень воды поднимется только на величину $h = \frac{p}{\gamma}$.

На этом принципе построен специальный прибор, посредством которого можно определить скорость движения воды в данной точке потока, а следовательно, и расход. В самом деле, определив разность уровней в двух трубках CD и FE , нетрудно вычислить скорость движения воды в данной точке, пользуясь формулой (27). При этом в формулу (27) вводят коэффициент, учитывающий сопротивление, возникающее при движении реальной жидкости.

Представим себе теперь, что к резервуару присоединена наклонная труба AB (рис. 28). В резервуар втекает столько воды, что уровень в нем остается постоянным, т. е. $H = \text{const}$.

Напишем уравнение Бернулли относительно уровня $I-I$ для разных сечений: $1-1$, $2-2$, $3-3$.

Для сечения $1-1$

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = H.$$

Для сечения $2-2$

$$\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} = H + z_2,$$

откуда

$$\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} - z_2 = H.$$

Для сечения 3—3

$$\frac{v_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} = H + z_3,$$

откуда

$$\frac{v_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} - z_3 = H.$$

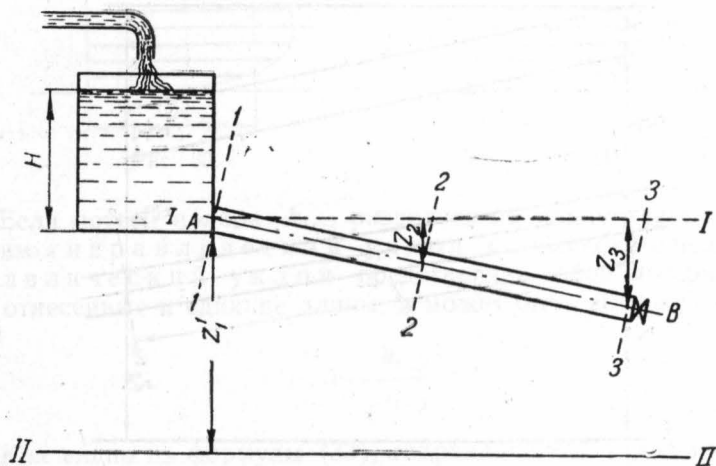


Рис. 28.

Если написать уравнение Бернулли относительно уровня, расположенного ниже трубы (например, уровня II—II), то, например для сечения I—I, оно может быть написано в следующем общем виде:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = H - z'_1,$$

откуда

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z'_1 = H.$$

Следовательно, при наклонном потоке, например в наклонной трубе, в случае идеальной жидкости уравнение Бернулли может быть написано в следующем общем виде:

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = H, \quad (28)$$

где z — геометрическая высота данной точки потока над заданным уровнем.

Для реальной жидкости. В реальной жидкости в отличие от воображаемой идеальной имеют место затраты энергии на трение внутри жидкости и трение ее о стенки трубы. При этом энергия, затрачиваемая на преодоление трения, переходит в другие виды энергии, например в тепловую, хотя нагревание жидкости и стенок трубы настолько незначительно, что практически оно не ощущается. Гораздо заметнее это протекает, например, в работающем центробежном насосе, когда задвижка на напорной линии насоса закрыта. В этом случае стенки корпуса насо-

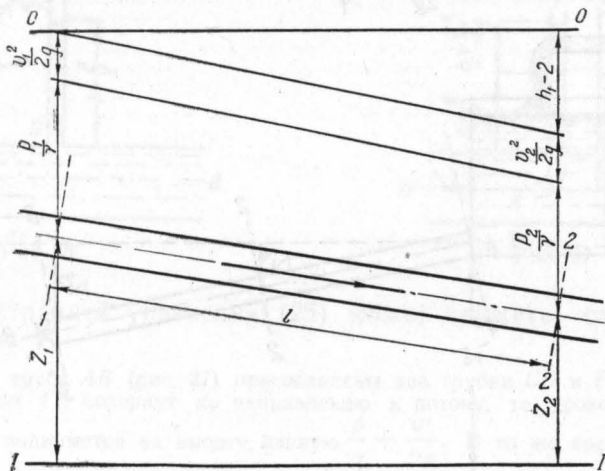


Рис. 29.

са через некоторое время начинают заметно нагреваться, так как затрачиваемая на работу насоса энергия в значительной мере переходит в тепловую энергию вследствие непрерывного движения воды в корпусе насоса.

Напишем уравнение (28) для сечений 1—1 и 2—2 (рис. 29) относительно уровня 1—1

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{1-2}, \quad (29)$$

где h_{1-2} — затраты энергии в виде потерь напора на участке 1—2.

Из уравнения (29) легко видеть, что потери напора на участке трубы 1—2 равны

$$h_{1-2} = \left(\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \right). \quad (30)$$

В случае, когда труба горизонтальна и, следовательно, $z_1 = z_2$, уравнение (30) упрощается и принимает вид:

$$h_{1-2} = \left(\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} \right) - \left(\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} \right). \quad (31)$$

Если же при горизонтальной трубе скорость движения жидкости в сечениях 1—1 и 2—2 одинакова, то получим

$$h_{1-2} = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma}. \quad (32)$$

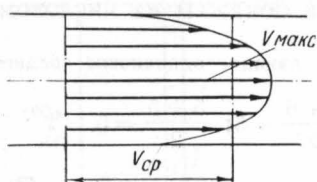


Рис. 30.

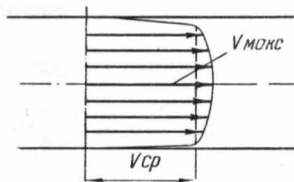


Рис. 31.

Если потери напора h_{1-2} разделить на длину участка l , получим гидравлический уклон i . Следовательно, гидравлический уклон представляет собой потери напора, отнесенные к единице длины, и может быть выражен формулой

$$i = \frac{h_{1-2}}{l_{1-2}}. \quad (33)$$

Как видно из формулы (33), гидравлический уклон является безразмерной величиной.

Таким образом, в общем виде, с учетом потерь напора, уравнение Бернулли для двух сечений потока примет вид

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_l = \text{const}, \quad (34)$$

где h_l — потери напора.

Для всего потока приведенные выше формулы были бы справедливы в том случае, если бы по всему потоку жидкость двигалась с одинаковой скоростью; в действительности же скорость движения воды в поперечном сечении потока неодинакова. Так, в середине потока, как правило, скорость движения жидкости наибольшая, по мере приближения к стенкам она уменьшается.

Для ламинарного режима движения жидкости схематическое распределение скоростей в потоке (или, как говорят, «эпюра скоростей») показано на рис. 30.

На рис. 31 приведено схематическое распределение скоростей в потоке при турбулентном режиме движения. Как видно из

рис. 30 и 31, при турбулентном режиме движения жидкости разница между максимальной и средней скоростями меньше, чем при ламинарном режиме движения.

Так как скорости отдельных слоев или струек в поперечном сечении потока различны, то при подсчете кинетической энергии $\frac{v^2}{2g}$ (или, как говорят, скоростного напора) по средней скорости неизбежны погрешности, так как квадрат средней скорости будет всегда меньше суммы квадратов скоростей движения жидкости по слоям.

Возможность такой погрешности покажем на числовом примере.

Положим, имеются следующие числа, дающие одинаковое среднее, равное 5:

$$\frac{2+8}{2} = 5; \quad \frac{3+7}{2} = 5; \quad \frac{4+6}{2} = 5; \quad \frac{5+5}{2} = 5.$$

Полусуммы квадратов этих чисел и квадрат среднего (т. е. 5^2) будут значительно отличаться друг от друга

$$\frac{2^2+8^2}{2} = 34; \quad \frac{3^2+7^2}{2} = 29; \quad \frac{4^2+6^2}{2} = 26, \\ \text{в то время как } 5^2 = 25, \text{ и только полусумма квадратов чисел } \frac{5^2+5^2}{2} = 25 \\ \text{дает тот же результат, что и квадрат среднего, т. е. 25.}$$

Приведенный выше числовой пример наглядно показывает наличие ошибки при определении скоростного напора по средней скорости в потоке.

Поэтому при подсчете скоростного напора по средней скорости необходимо введение поправочного коэффициента α , превышающего единицу.

С введением поправочного коэффициента α уравнение Бернулли будет иметь вид

$$\frac{\alpha v_{cp}^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z + h_l = \text{const.} \quad (35)$$

Коэффициент α является переменной величиной и в среднем составляет $\alpha = 1,1$.

Для равномерного движения на прямом участке коэффициент α чаще всего принимают равным 1,0, и тогда уравнение (35) будет иметь первоначальный вид

$$\frac{v_{cp}^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z + h_l = \text{const.}$$

В дальнейшем изложении скорость обозначаем вместо v_{cp} через v .

3. ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ

Струйный водомер. Струйный водомер, применяемый в практике измерений расходов жидкостей, является наглядным примером использования уравнения Бернулли.

Схема устройства струйного водомера показана на рис. 32. Его действие основано на том, что при прохождении потока по горловине водомера значительная часть энергии потока превращается в кинетическую (в скоростной напор), вследствие чего пьезометрический напор в этом месте потока уменьшается. Поэтому высота столба воды в правой пьезометрической трубке уменьшится. По разности показаний двух пьезометров может быть определен расход жидкости, проходящей через водомер.

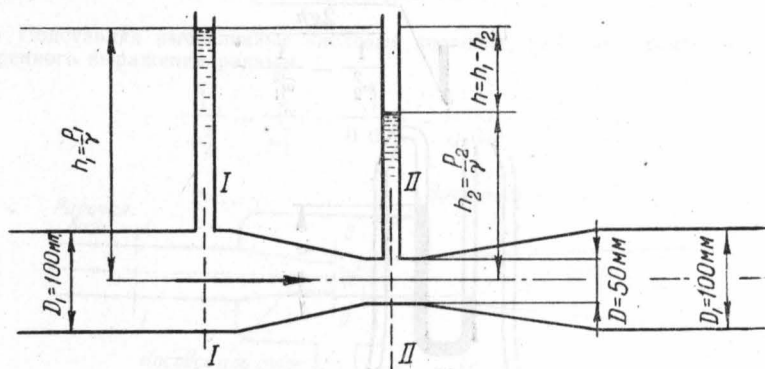


Рис. 32.

Определение расхода жидкости струйным водомером основано на следующем. Если пренебречь потерями напора на участке I—II из-за незначительности его длины, то для сечений I—I и II—II можно написать такое уравнение:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} = \text{const.} \quad (36)$$

Вследствие того, что площадь сечения II—II меньше площади сечения I—I ($\omega_2 < \omega_1$), скорость v_2 больше скорости v_1 , т. е. $v_2 > v_1$.

Из уравнения (36) можно сделать вывод, что

$$h_2 = \frac{p_2}{\gamma} < h_1 = \frac{p_1}{\gamma},$$

т. е. пьезометрическое давление в сечении II—II меньше, чем в сечении I—I.

Следовательно, вода в пьезометре, установленном в сечении II—II, поднимется на меньшую высоту, чем в пьезометре, установленном в сечении I—I. На использовании разности показаний этих пьезометров ($h_1 - h_2$) и основано применение струйного водомера.

Действительно, уравнение (36) можно преобразовать следующим образом:

$$\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g},$$

следовательно,

$$h = h_1 - h_2 = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}. \quad (37)$$

Учитывая, что

$$v_{cp} = \frac{Q}{\omega},$$

формулу (37) можно записать

$$h = h_2 - h_1 = \frac{Q^2}{2g\omega_2^2} - \frac{Q^2}{2g\omega_1^2} = \frac{Q^2}{2g} \left(\frac{1}{\omega_2^2} - \frac{1}{\omega_1^2} \right). \quad (38)$$

В этом уравнении расход Q не обозначен цифрой 1 или 2, так как расход воды в сечениях I—I и II—II одинаков. Решая уравнение (38) относительно Q , получим, что расход равен

$$Q = \sqrt{\frac{2gh}{\frac{1}{\omega_2^2} - \frac{1}{\omega_1^2}}}. \quad (39)$$

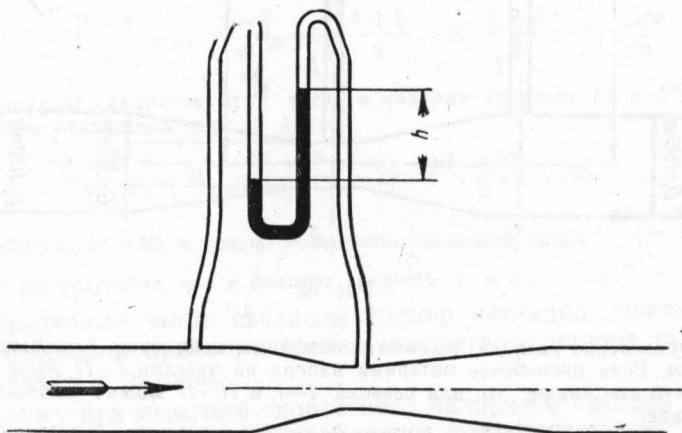


Рис. 33. Схема присоединения дифференциального манометра к водоструйному водомеру.

В действительности, вследствие наличия сопротивлений расход будет меньше теоретически вычисленного, полученного по формуле (39). Поэтому в формулу (39) вводится коэффициент μ , который принимается:

для новых водомеров $\mu = 0,985$;

для водомеров, бывших в употреблении, $\mu = 0,980$.

Следовательно, для практических вычислений формула (39) примет вид

$$Q = \mu \sqrt{\frac{2gh}{\frac{1}{\omega_2^2} - \frac{1}{\omega_1^2}}}. \quad (40)$$

Обычно вместо пьезометров к струйному водомеру посредством двух, расположенных в тех же местах, трубок присоединяется так называемый дифференциальный манометр (рис. 33), представляющий собой U-образную трубку, в которую наливается ртуть. По разности показаний высоты ртути в дифманометре h и определяют расход воды. Для перевода показаний дифманометра в величину водяного столба их умножают на 12,56 (на разность объемных весов ртути и воды).

Пример. Определить расход воды по показаниям струйного водомера, показанного на рис. 33, при разности ртутных столбов в дифманометре, составляющей 100 мм рт. ст. Диаметр трубы 100 мм, диаметр горловины водомера 50 мм. Водомер новый ($\mu = 0,985$).

Предварительно определим площади сечений ω_1 и ω_2 :

$$\omega_1 = 0,785 \cdot 1,0^2 = 0,785 \text{ дм}^2;$$

$$\omega_2 = 0,785 \cdot 0,5^2 = 0,197 \text{ дм}^2;$$

$$\omega_1^2 = 0,616 \text{ дм}^2;$$

$$\omega_2^2 = 0,039 \text{ дм}^2.$$

Подставляя вычисленные числовые значения, получим знаменатель подкоренного выражения равным

$$\frac{1}{\omega_2^2} - \frac{1}{\omega_1^2} = \frac{1}{0,039} - \frac{1}{0,616} = 24,1.$$

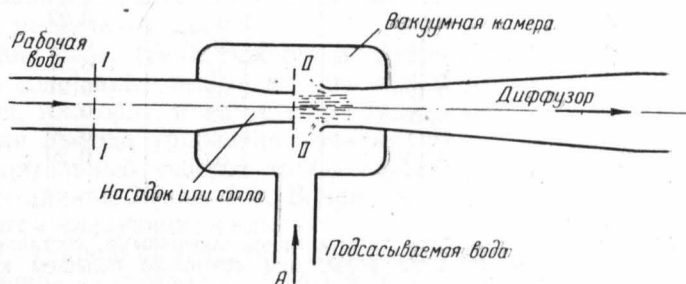


Рис. 34.

Величину h получим, умножив показание ртутного дифманометра на 12,56,

$$h = 0,1 \cdot 12,56 = 1,256 \text{ м вод. ст., или } 12,56 \text{ дм.}$$

Таким образом, по формуле (40) будем иметь

$$Q = \mu \sqrt{\frac{2gh}{\frac{1}{\omega_2^2} - \frac{1}{\omega_1^2}}} = 0,985 \sqrt{\frac{2 \cdot 98,1 \cdot 12,56}{24,1}} = 9,97 \text{ л/сек.}$$

Водоструйный насос или эжектор. В водоструйном насосе рабочая вода, выходящая из насадка (рис. 34), образует вакуум, вследствие чего в вакуумную камеру подсосывается вода из трубы А.

Струя рабочей воды вместе с подсосываемой водой направляется в диффузор, представляющий собой конически расширяющуюся трубу. С увеличением сечения диффузора понижается скорость движения воды, следовательно, уменьшается скоростной напор, за счет чего восстанавливается пьезометрический напор.

Положительным качеством водоструйных насосов являются простота их устройства и то, что они не требуют механического привода. В них отсутствуют легко повреждаемые и трущиеся детали, имеющиеся, например, в поршневых насосах, у которых выходят из строя клапаны, уплотнения поршня, сальниковые устройства.

Однако водоструйные насосы отличаются низким коэффициентом полезного действия η .

Наиболее часто применяют водоструйные насосы с отношением сечений горловины и насадка как

$$\frac{\omega_{горл}}{\omega_{сопла}} = 4 \div 10.$$

Отношения $\frac{\omega_{горл}}{\omega_{сопла}}$; $\frac{H_{подъема}}{H_{раб}}$; $\frac{Q_{всасыв}}{Q_{раб}}$, соответствующие наивы-

годнейшим условиям работы водоструйных насосов, приведены в табл. 6.

Таблица 6

$\frac{\omega_{горл}}{\omega_{сопла}}$	$\frac{H_{подъема} + Q_{всасыв}}{H_{рабочий\ напор}}$	$\frac{Q_{всасыв}}{Q_{раб}}$	η
4	0,225	1,0	0,22
5	0,185	1,20	0,22
6	0,150	1,37	0,21
7	0,125	1,62	0,21
8	0,120	1,75	0,21
9	0,110	1,82	0,20
10	0,100	2,00	0,20

Эти данные следует считать только ориентировочными, составленными из условия наибольшего подъема воды, при возможно большем коэффициенте полезного действия.

Если взять водооборочный эжектор ЭВ-200, то для этого водоструйного насоса отношение площадей горловины диффузора и сопла (насадка) составляет 4,41, при этом отношение расходов $\frac{Q_{всасыв}}{Q_{раб}}$ составляет около 1,1.

Скорость истечения воды из сопла принимается обычно в пределах 25—50 м/сек. В водооборочном эжекторе ЭВ-200 скорость истечения воды равна 25—40 м/сек.

Коэффициент полезного действия η водоструйного насоса может быть вычислен следующим образом. Обозначим расход рабочей воды Q_p напор под которым подается рабочая вода H_p , расход подсасываемой воды Q_v и напор, получаемый за диффузором, H_n (отнесем сюда же и высоту всасывания). Тогда коэффициент полезного действия водоструйного насоса определится по формуле

$$\eta = \frac{Q_v H_n}{Q_p H_p}. \quad (41)$$

Коэффициент полезного действия водоструйного насоса не превышает 0,25.

Низкий коэффициент полезного действия водоструйного насоса обуславливается значительными потерями энергии, затрачиваемой на преобразование потока при выходе из насадка, на потери напора, имеющие место при смешении рабочей воды с подсасываемой, и на сообщение подсасываемой воде той же скорости, с которой движется рабочая вода; на потери напора при входе в диффузор и на расширение потока в диффузоре; на потери напора на трение.

ГЛАВА IV

ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ ПО ТРУБАМ

1. ВЫВОД УРАВНЕНИЯ РАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ

Движение жидкости происходит при одновременном воздействии нескольких сил.

Одни силы (сила тяжести в случае наклонного потока, разность давлений) вызывают движение, другие, например силы трения, наоборот, препятствуют движению.

Для вывода уравнения равномерного движения рассмотрим горизонтальный участок трубы постоянного поперечного сечения ω длиной l (рис. 35). В данном случае имеются следующие силы:

1) гидродинамические давления, действующие в сечениях $I—I$ (p_1) и $II—II$ (p_2). Если гидродинамические давления p_1 и p_2 рассматривать как давления на единицу площади сечения, то суммарное давление в сечении $I—I$ будет равно $p_1\omega$.

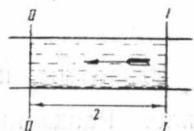


Рис. 35.

Разность этих давлений ($p_1 - p_2$) ω является силой, движущей жидкость, заключенную в объеме, ограниченном сечениями $I—I$ и $II—II$.

Обозначим эту силу

$$F_1 = (p_1 - p_2) \omega;$$

2) силой, препятствующей движению, является трение жидкости о стенки трубы. Сопротивление трению, приходящееся на единицу поверхности соприкосновения жидкости со стенкой, обозначим буквой τ .

Тогда сопротивление по всей поверхности участка трубы длиной l будет составлять

$$F_2 = \tau l \chi,$$

где: χ — смоченный периметр (длина окружности для рассматриваемого случая, поскольку жидкость заполняет всю трубу);

$l\chi$ — площадь боковой поверхности цилиндра длиной l .

Так как равномерное движение можно рассматривать толь-

ко при равенстве сил, вызывающих и препятствующих движению, то

$$(p_1 - p_2)\omega = \tau l \chi. \quad (42)$$

Разделив обе части уравнения (44) на γ , получим

$$\left(\frac{p_1 - p_2}{\gamma} \right) \omega = \frac{\tau l \chi}{\gamma}. \quad (43)$$

Выражение $\frac{p_1 - p_2}{\gamma}$ представляет собой потери напора h_l .

Действительно, напомним уравнение Бернулли для сечений I—I и II—II

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + h_l,$$

где h_l — потери напора на участке I—II.

Так как для равномерного движения $v_1 = v_2$, то

$$\frac{v_1^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g},$$

и следовательно,

$$\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = h_l.$$

Выше мы показали, что $\frac{h_l}{l} = i$, где i — гидравлический уклон. Разделив обе части уравнения (43) на ω и l , получим

$$i = \frac{\tau \chi}{\gamma \omega}. \quad (44)$$

Вводя гидравлический радиус $R = \frac{\omega}{\chi}$ выражение (44) можно представить в виде

$$i = \frac{\tau}{\gamma R}. \quad (45)$$

В этом выражении неизвестной величиной является τ . На основании экспериментальных исследований сопротивление трению для ламинарного режима движения считается пропорциональным скорости в первой степени, т. е.

$$\tau = a v. \quad (46)$$

Если для турбулентного режима движения сопротивление трению принять пропорциональным квадрату скорости, то

$$\tau = b v^2. \quad (47)$$

В выражениях (46) и (47) a и b — коэффициенты.

Подставляя значение τ из формулы (47) в формулу (45), получим

$$i = \frac{bv^2}{\gamma R}. \quad (48)$$

Решая уравнение (48) относительно v , получим

$$v = \sqrt{\frac{\gamma R i}{b}}.$$

Обозначив $\frac{1}{\sqrt{b}}$ через C и приняв для воды $\gamma = 1$, получим

$$v = C \sqrt{Ri}. \quad (49)$$

Формула (49) представляет собой уравнение равномерного движения, называемое уравнением Шези.

Это уравнение (49) может быть применено как для расчета труб, так и для открытых потоков (каналов и пр.).

Значения коэффициента C . Для определения значения коэффициента C имеется ряд формул, найденных экспериментальным путем. Универсальной формулой является формула акад. Н. Н. Павловского

$$C = \frac{1}{n} R^y, \quad (50)$$

где n — коэффициент шероховатости, значения которого приводятся в табл. 7.

Таблица 7

Характеристика поверхности	n	$\frac{1}{n}$
Струганные доски, штукатурка из чистого цемента	0,010	100
Тесовая кладка; весьма хорошая кирпичная кладка; водосточные трубы в нормальных условиях; несколько загрязненные водопроводные трубы	0,013	76,9
Обыкновенная бутовая кладка в удовлетворительном состоянии; старая кирпичная кладка; грубая бетонировка; гладкая весьма хорошо разработанная скала	0,017	58,8
Очень грубая бутовая кладка; сухая кладка из крупных камней; булыжная мостовая; каналы, чисто высеченные в скале; каналы в лёссе, плотном гравии, плотной земле, затянутые илстой пленкой	0,020	50

Показатель степени y в формуле (50) может быть определен по формуле

$$y = 2,5\sqrt{n} - 0,13 - 0,75R(\sqrt{n} - 0,10),$$

которая справедлива для значений гидравлических радиусов R , лежащих в пределах $0,1 \leq R \leq 3,0$ м. Для приближенных расчетов можно принимать

$$R < 1 \text{ м, } y \approx 1,5\sqrt{n},$$

Если в формуле (50) показатель степени y принять равным $y = \frac{1}{6}$, то она примет вид

$$C = \frac{1}{n} R^{\frac{1}{6}}. \quad (51)$$

Эта формула, представляющая, как мы видим, частный случай формулы акад. Павловского, известна под названием формула Маннинга.

Формула проф. В. Н. Гончарова (В. Н. Гончаров, «Движение наносов», ОНТИ, 1938 г.) имеет вид

$$C = \frac{19,6}{\Delta^{0,2}} R^{0,2}, \quad (52)$$

где Δ — средняя высота выступов шероховатости.

Значения величин $\frac{19,6}{\Delta^{0,2}}$ (по данным проф. В. Н. Гончарова и инж. Г. Н. Лапшина) приводятся в табл. 8.

Таблица 8

Характеристика поверхности	Величина шероховатости Δ в м	Величина $\frac{19,6}{\Delta^{0,2}}$
Весьма гладкие поверхности (металлические застекленные, эмалированные; строганные деревянные лотки из тщательно пригнанных досок; весьма тщательная железненная цементная штукатурка)	0,0005	89,62
Асфальтированные ровные поверхности черных металлов и дерева; строганные доски в удовлетворительном состоянии; железненная цементная штукатурка в удовлетворительном состоянии	0,0005—0,001	89,62—78,02
Поверхности черных металлов в нормальных условиях; деревянные лотки из строганных поперечных досок; цементная штукатурка без железнения; кирпичная кладка в хорошем и среднем состоянии	0,001—0,002	78,02—67,94
Лотки из нестроганных досок, бетонные поверхности негладкие, нештукатуренные и штукатуренные, старые с небольшими повреждениями	0,002—0,005	67,94—56,55
Правильные, хорошо выполненные и содержащие каналы из глины и суглинка или других грунтов, покрытых ровной коркой плотного ила; шероховатые бетонированные поверхности	0,005—0,01	56,55—49,23
Ровные земляные русла с насосами и илом в удовлетворительном состоянии; грубая нештукатуренная бетонированная поверхность	0,01—0,02	49,23—42,86

Значения $R^{0,2}$ в зависимости от величин гидравлического радиуса R приводятся в табл. 9.

Таблица 9

Значения R	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
Значения $R^{0,2}$	0,65	0,74	0,80	0,84	0,87	0,91	0,94	0,96	0,99	1,00	1,02	1,04

Продолжение

Значения R	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	3,0	4,0	5,0
Значения $R^{0,2}$	1,06	1,08	1,09	1,10	1,12	1,13	1,14	1,15	1,25	1,32	1,38

Кроме того, существует ряд других формул для определения коэффициента C , применяемых главным образом для расчета каналов, канализованных и водосточных труб и пр.

Так, например, из формул зарубежных исследователей приведем формулу Базена

$$C = \frac{87}{1 + \frac{\gamma}{\sqrt{R}}}, \quad (53)$$

где: R — гидравлический радиус;
 γ — коэффициент шероховатости,
и формулу Куттера

$$C = \frac{100 \sqrt{R}}{m + \sqrt{R}}, \quad (54)$$

где: R — гидравлический радиус;
 m — коэффициент шероховатости.

Обычно для гидравлических расчетов каналов и труб применяют таблицы, значительно упрощающие вычисления.

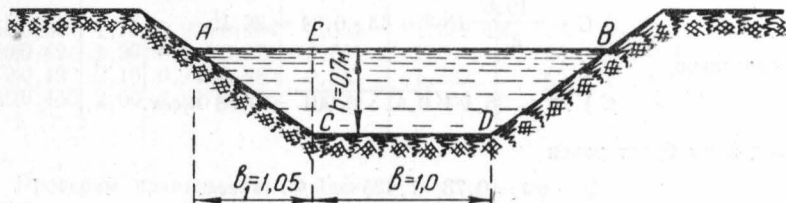


Рис. 36.

Пример. Определить расход воды в трапецидальном канале, если ширина канала по дну равна 1,0 м, глубина 0,7 м, заложение откосов 1 : 1,5, уклон 0,001, дно и откосы земляные (рис. 36).

Так как заложение откосов

$$m = \frac{b_1}{h} = 1,5,$$

$$b_1 = mh = 1,5 \cdot 0,7 = 1,05 \text{ м.}$$

Площадь живого сечения ω определим как площадь трапеции $ABCD$:

$$\begin{aligned}\omega &= \frac{CD + AB}{2} h = \frac{b + 2b_1 + b}{2} h = \frac{2b + 2b_1}{2} h = \\ &= (b + b_1) h = (1,0 + 1,05) 0,7 = 1,435 \text{ м}^2.\end{aligned}$$

Смоченный периметр χ равняется

$$\chi = CD + AC + BO = b + 2AC.$$

Откос AC определим по теореме Пифагора, как гипотенузу прямоугольного треугольника AEC

$$AC^2 = AE^2 + EC^2,$$

откуда

$$AC = \sqrt{AE^2 + EC^2} = \sqrt{b_1^2 + h^2} = \sqrt{1,05^2 + 0,7^2} = 1,26 \text{ м.}$$

Следовательно,

$$\chi = b + 2AC = 1,0 + 2 \cdot 1,26 = 3,52.$$

Гидравлический радиус R равняется

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{1,435}{3,52} = 0,41.$$

Скорость определим по формуле (49) с коэффициентом C по формуле проф. Гончарова (52).

По табл. 8 для ровного земляного русла с насосом и илом значение $\frac{19,6}{\Delta^{0,2}}$ примем равным

$$\frac{19,6}{\Delta^{0,2}} = 43.$$

Значение $R^{0,2}$ при $R = 0,41$ по табл. 9 примем равным

$$R^{0,2} = 0,41^{0,2} = 0,84.$$

Тогда

$$C = \frac{19,6}{\Delta^{0,2}} R^{0,2} = 43 \cdot 0,84 = 36,1.$$

Следовательно,

$$v = C \sqrt{Ri} = 36,1 \sqrt{0,41 \cdot 0,001} = 0,73 \text{ м/сек.}$$

Расход воды будет равен

$$Q = v\omega = 0,73 \cdot 1,435 = 1,05 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Для сравнения определим расход воды, пользуясь формулой Базена (53)

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

Если принять величину коэффициента γ равной 0,85 *,

$$C = \frac{87}{1 + \frac{\gamma}{\sqrt{R}}} = \frac{87}{1 + \frac{0,85}{\sqrt{0,41}}} = 37,3,$$

и таким образом,

$$v = C \sqrt{Ri} = 37,3 \sqrt{0,41 \cdot 0,001} = 0,75 \text{ м/сек},$$

откуда

$$Q = v\omega = 0,75 \cdot 1,435 = 1,08 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Пример. Определить глубину воды h в бетонном лотке размером $0,7 \times 1,0$ м (рис. 37) при расходе $Q = 0,20 \text{ м}^3/\text{сек}$. Уклон дна лотка — 0,0002.

Для решения этого примера зададимся предположительно разными глубинами воды в лотке и, вычислив для этих глубин значения ω , χ , R и C [по формуле (53), при $\gamma = 0,16$].

Из вычисленных в табл. 10 расходов воды видно, что при расходе $Q = 0,20 \text{ м}^3/\text{сек}$ глубина ее находится в промежутке между 0,60 и 0,70 м.

Для отыскания более точной глубины составим пропорцию: на $0,22 - 0,18 = 0,04 \text{ м}^3/\text{сек}$ приходится $0,70 - 0,60 = 0,10 \text{ м}$ глубины; следовательно, на $0,20 - 0,18 = 0,02 \text{ м}^3/\text{сек}$ — 0,05 м глубины.

Таким образом, искомая глубина будет составлять

$$h = 0,60 + 0,05 = 0,65 \text{ м}.$$

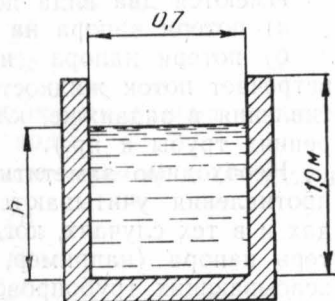


Рис. 37.

Таблица 10

Глубина h в м	ω в м ²	χ в м	$R = \frac{\omega}{\chi}$ в м	\sqrt{R}	$\frac{\gamma}{\sqrt{R}}$ $\gamma = 0,16$	$1 + \frac{\gamma}{\sqrt{R}}$	$C = \frac{87}{1 + \frac{\gamma}{\sqrt{R}}}$	$v = C \sqrt{Ri}$ при $i \approx 0,0002$	$Q = \omega v$ в м ³ /сек
0,50	0,35	1,70	0,206	0,454	0,352	1,352	64	0,41	0,14
0,60	0,42	1,90	0,221	0,470	0,341	1,341	65	0,43	0,18
0,70	0,49	2,10	0,233	0,482	0,332	1,332	65	0,44	0,22
0,65	0,455	2,00	0,227	0,476	0,336	1,336	65	0,44	0,20

Проверим правильность найденной глубины по расходу воды, который получится при этой глубине. Поверочный расчет приведен в нижней строке табл. 10.

* Величина коэффициента γ зависит, как и в других формулах, от характеристики поверхности.

2. ОБЩИЕ ЗАДАЧИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ

Основной задачей расчета трубопровода является нахождение одной из трех величин: расхода Q , напора H , диаметра D , когда все остальные величины известны или заданы.

Из уравнения Бернулли

$$\frac{v^2}{2g} + h + z + h_l = H,$$

где

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

видно, что для определения одной из указанных выше величин нужно знать прежде всего потери напора h_l .

Имеются два вида потерь напора:

- а) потери напора на трение по длине трубопровода;
- б) потери напора на местные сопротивления, которые встречает поток жидкости на своем пути (например, сопротивления в задвижке, клапане, колене, сужениях или расширениях трубы и пр.).

Необходимо заметить, что потери напора на местные сопротивления учитываются только при коротких трубопроводах и в тех случаях, когда необходим очень точный учет потерь напора (например, при определении потерь напора во всасывающих трубопроводах насосов).

При длинных участках трубопроводов, например в наружных и внутренних водопроводных сетях, потери напора на местные сопротивления в отдельности не вычисляются и определяются в виде процентной надбавки к потерям напора по длине трубопроводов. Обычно потери напора на местные сопротивления в зависимости от длины трубопровода составляют от 5 до 10% от потерь напора по длине трубопровода для наружного водопровода и от 5 до 15% — для внутреннего, при этом меньшие значения применяют для трубопроводов большой длины, а большие — для малых длин.

3. ПОТЕРИ НАПОРА ПО ДЛИНЕ ТРУБОПРОВОДА

Выше уже указывалось, что в пожарном деле, как правило, приходится иметь дело с турбулентным режимом движения воды.

Поэтому в данном разделе рассматриваются главным образом потери напора по длине трубопровода при турбулентном режиме движения жидкости.

Потери напора h_l по длине трубопровода определяются обычно по формуле, имеющей вид

$$h_l = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} l, \quad (55)$$

где: λ — коэффициент сопротивления трению, зависящий от материала труб (чугун, железо, бетон и пр.) и шероховатости их внутренней поверхности;

D — диаметр трубы;

$\frac{v^2}{2g}$ — скоростной напор (v — средняя скорость движения воды в трубопроводе, g — ускорение силы тяжести).

Эта формула показывает, что потери напора h_l прямо пропорциональны коэффициенту трения λ , квадрату скорости v^2 и длине трубопровода l и обратно пропорциональным диаметру трубопровода D .

Так как потери напора прямо пропорциональны длине трубопровода, то, разделив обе части формулы (55) на l , получим

$$i = \frac{h_l}{l} = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}. \quad (56)$$

Обычно в практических расчетах потери напора определяются не по скорости, а по расходу воды.

Выразив в формуле (56) скорость v через Q и D , получим

$$i = \frac{16\lambda}{\pi^2 2g} \cdot \frac{Q^2}{D^5}$$

или

$$i = \frac{8\lambda}{\pi^2 g} \cdot \frac{Q^2}{D^5}. \quad (57)$$

Введя обозначение $K = \frac{8\lambda}{\pi^2 g}$, получим

$$i = K \frac{Q^2}{D^5}. \quad (58)$$

Формула (58) показывает, что потери напора обратно пропорциональны диаметру трубопровода в пятой степени, вследствие чего сравнительно небольшое изменение диаметра (например, из-за отложения осадка) значительно отражается на величине определяемого гидравлического уклона i и, следовательно, на потерях напора h_l .

Связь между уравнением равномерного движения и формулами (55) и (58). Уравнение равномерного движения может быть представлено в виде

$$i = \frac{1}{C^2 R} v^2. \quad (59)$$

Из сравнения формулы (56) с формулой (59) получим

$$\frac{\lambda v^2}{D^2 g} = \frac{v^2}{C^2 R}.$$

Подставляя значение $R = \frac{D}{4}$, получим

$$\frac{\lambda v^2}{D^2 g} = \frac{v^2 4}{C^2 D}.$$

Сократив обе части уравнения на $\frac{v^2}{D}$, получим

$$\frac{\lambda}{2g} = \frac{4}{C^2},$$

откуда

$$\lambda = \frac{8g}{C^2}. \quad (60)$$

Выразим в формуле (59) скорость v расход Q , тогда

$$i = \frac{1}{C^2 R} v^2 = \frac{1}{C^2 R \omega^2} Q^2.$$

Подставляя далее значения ω и R , будем иметь

$$i = \frac{16Q^2 4}{C^2 \pi^2 D^4 D} = \frac{64Q^2}{C^2 \pi^2 D^5}. \quad (61)$$

Сравнивая формулы (58) и (61), получаем, что

$$K \frac{Q^2}{D^5} = \frac{64Q^2}{C^2 \pi^2 D^5}.$$

Сократив обе части равенства на $\frac{Q^2}{D^5}$, имеем

$$K = \frac{64}{C^2 \pi^2}. \quad (62)$$

Зависимости между λ , C и K , представленные формулами (60) и (62), показывают, что коэффициенты λ , C и K являются по существу тождественными величинами и их различие связано только с различным видом формул (56), (58) и (59), предназначенных для одной и той же задачи — определения потерь напора в трубопроводах.

Имеется ряд эмпирических (основанных на предположениях и опытных данных) формул для расчета трубопроводов. Эти формулы, как правило, отвечают лишь некоторым условиям, а не всем, которые можно встретить при расчете трубопроводов. Так, имеются формулы, дающие хорошие результаты для трубопроводов больших или, наоборот, малых диаметров, для труб с большей или меньшей шероховатостью и труб, изготовляемых из различных материалов (чугунные, стальные, деревянные, железобетонные и другие). Желающих подробно ознакомиться с этими формулами отсылаем к общим курсам

гидравлики, перечень которых приложен в конце книги. Здесь же отметим, что в СССР наибольшее распространение для расчетов трубопроводов получила формула (51), определяющая значение коэффициента C для уравнения равномерного движения (49). Совместное решение уравнения (49) с уравнением (51) дает зависимость

$$i = 10,293n^2 \frac{Q^2}{D^{5,33}}. \quad (63)$$

Действительно, подставив выражение (51) в формулу (61), являющуюся преобразованной формулой (49), получим

$$i = \frac{64n^2 Q^2}{R^{2/3} \pi^2 D^5}.$$

Введя $R = \frac{D}{4}$, будем иметь

$$i = \frac{64n^2 Q^2}{\left(\frac{D}{4}\right)^{2/3} \pi^2 D^5},$$

где

$$\frac{64 \cdot 4^{1/3}}{\pi^2} = 10,293.$$

Следовательно,

$$i = 10,293n^2 \frac{Q^2}{D^{5,33}}.$$

Пользуясь формулой (63) при известном коэффициенте шероховатости n , расходе воды Q и диаметре трубопровода D можно определить гидравлический уклон i , а следовательно, и потери напора h ($h = il$).

4. КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ λ

Проведенные различными авторами исследования гидравлических сопротивлений труб показывают зависимость коэффициента сопротивления трения λ [см. формулу (55)] от режима движения жидкости и шероховатости.

Для того чтобы лучше представить себе как изменяется коэффициент сопротивления трения λ , рассмотрим график на рис. 38.

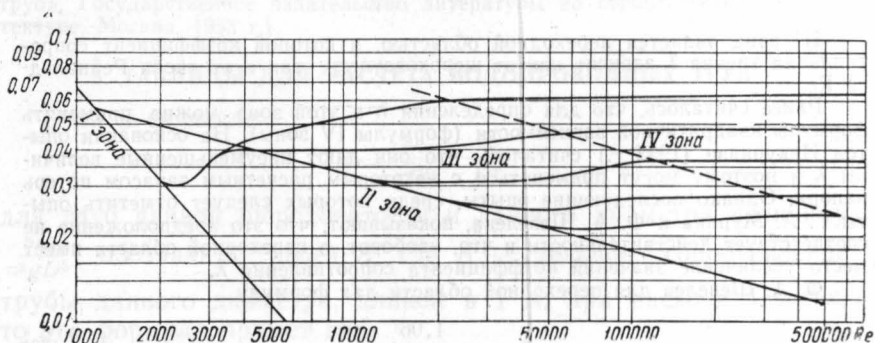


Рис. 38. Общий характер зон коэффициента сопротивления λ .

На этом логарифмическом графике по вертикальной оси (оси ординат) показаны величины коэффициента сопротивления λ , а по горизонтальной оси (оси абсцисс) значения «критерия режима движения» — числа Рейнольдса Re .

Линия, обозначенная «I зона» соответствует условиям ламинарного движения, происходящего при весьма малых числах Рейнольдса.

Для этой зоны

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (64)$$

т. е. коэффициент сопротивления трения в зоне ламинарного режима не зависит от шероховатости.

Линия, обозначенная «II зона» соответствует сопротивлению гидравлически гладких труб. К таким трубам могут быть отнесены технически гладкие медные, латунные, а также и хорошо выполненные стеклянные и свинцовые трубы.

Для II зоны, в пределах чисел Рейнольдса от 4000 до 100 000, может быть применена формула Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (65)$$

а для чисел Re от 100 000 до 3 000 000

$$\lambda = 0,0032 \cdot \frac{0,221}{Re^{0,237}}. \quad (66)$$

Для этой зоны имеются также более поздние формулы, действительные в более широком диапазоне величин Re , а именно:

формула Якимова

$$\lambda_{2\lambda} = \frac{1}{Re \sqrt{\lambda_{2\lambda}}}; \quad (67)$$

формула Конакова

$$\lambda_{2\lambda} = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}; \quad (68)$$

формула Филоненко (для Re более 5000)

$$\lambda_{2\lambda} = \left(\frac{0,55}{\lg \frac{Re}{8}} \right)^2. \quad (69)$$

III зона является переходной областью, в которой коэффициент сопротивления трения λ зависит как от шероховатости, так и от числа Рейнольдса Re .

Ранее считалось, что для определения λ в этой зоне можно применять формулы квадратичной зависимости (формулы IV зоны). На основании опытов Никурадзе (1933 г.) считалось, что они дают преуменьшенные величины λ и поэтому могут применяться с некоторым расчетным запасом потерь напора. Однако последующие опыты, среди которых следует отметить опыты Г. А. Мурина и Ф. А. Шевелева, показывают, что это предположение не соответствует действительности и что, наоборот, в переходной области имеет место увеличение значений коэффициента сопротивления λ .

Ф. А. Шевелев для переходной области дал формулу

$$\lambda_{пер} = \frac{1,06}{Re^{0,3}}, \quad (70)$$

а для стальных и чугунных водопроводных труб, бывших в эксплуатации,

$$\lambda = \frac{1}{d_p^{0,3}} \left[1,5 \cdot 10^{-6} + \frac{v}{v_{cp}} \right]^{0,3}. \quad (71)$$

IV зона — зона квадратичного сопротивления — наступает для водопроводных труб, по данным Ф. А. Шевелева, при средней скорости движения воды в трубах 1,2 м/сек (при $v = 1,3 \cdot 10^{-6}$ м²/сек). При этом предполагается сравнительно однородный характер шероховатости водопроводных труб.

Граница между переходной областью и областью квадратичного сопротивления может быть также определена по формуле

$$Re_{кв} = 9,2 \cdot 10^5 d. \quad (72)$$

Надо отметить, что в результате стремления установить универсальную зависимость с учетом величин шероховатости Прандтль — Никурадзе получили формулу следующего вида

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{кв}}} = 2 \lg \frac{3,7d}{\Delta}, \quad (73)$$

где Δ — абсолютная шероховатость (величина выступов — неровностей на стенке трубы).

Для зоны квадратичного сопротивления Ф. А. Шевелев на основе проведенных им в институте ВОДГЕО исследований рекомендовал для стальных и чугунных водопроводных труб с учетом увеличения их сопротивления в процессе эксплуатации формулу

$$\lambda = \frac{0,0210}{d^{0,3}}, \quad (74)$$

где d — диаметр трубы в м.

В настоящее время в переходной и квадратичной областях гидравлический расчет водопроводных труб осуществляется по следующим формулам: при $v \geq 1,2$ м/сек

$$i = 0,00107 \frac{v^2}{d_p^{1,3}}, \quad (75)$$

а при $v < 1,2$ м/сек

$$i = 0,000912 \frac{v^2}{d_p^{1,3}} \left[1 + \frac{0,867}{v} \right]^{0,3}. \quad (76)$$

Практически при расчетах пользуются специальными таблицами («Таблицы для гидравлического расчета стальных и чугунных водопроводных труб», Государственное издательство литературы по строительству и архитектуре, Москва, 1953 г.).

5. ТАБЛИЦЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ВОДОПРОВОДНЫХ ТРУБ

Если в формуле

$$i = \frac{8\lambda}{\pi^2 g} \cdot \frac{Q^2}{D^5}$$

для труб данной шероховатости и данного диаметра величину $\frac{8\lambda}{\pi^2 g D^5}$ обозначить через A , где A — удельное сопротивление трубы данного диаметра, длиной в 1 м, при расходе 1 л/сек, то эта формула примет вид

$$i = A Q^2,$$

или

$$h = il = A Q^2 l. \quad (77)$$

Обозначим Al через сопротивление s , тогда эта формула (77) примет вид

$$h = s Q^2. \quad (78)$$

Расчетные значения удельных сопротивлений A для труб, бывших в эксплуатации, заимствованные из «Таблиц для гидравлического расчета стальных и чугунных водопроводных труб» (изд. института ВОДГЕО, Государственное издательство литературы по строительству и архитектуре. Москва, 1953 г.) приведены в табл. 11.

Таблица 11

Расчетные значения удельных сопротивлений A , для Q в л/сек; расчетные формулы $i = A Q^2$; $h = A Q^2 l$

Диаметр условного прохода в мм	Значения A для стальных труб, выпол- ненных по ГОСТ 3262—55	Значения A для стальных труб, выпол- ненных по ГОСТ 3101—46	Значения A для стальных труб, выпол- ненных по ГОСТ 4015—48	Значения A для чугунных труб, выпол- ненных по ГОСТ 5525—50
8	225,5	—	—	—
10	32,95	—	—	—
15	8,809	—	—	—
20	1,643	—	—	—
25	0,4367	—	—	—
32	0,09386	—	—	—
40	0,04453	—	—	—
50	0,01108	—	—	0,01519
70	0,002893	—	—	—
75	—	—	—	0,001709
80	0,001168	—	—	—
100	0,0002674	—	—	0,00036533
125	0,00008623	0,0001062	—	0,0001108
150	0,00003395	0,00004495	—	0,00004185
200	—	0,000009273	—	0,000009029
250	—	0,000002583	—	0,000002752
300	—	0,0000009392	—	0,000001025
350	—	0,0000004078	—	0,0000004529
400	—	0,0000002062	0,0000002062	0,0000002232
450	—	—	0,0000001089	0,0000001195
500	—	—	0,0000000622	0,00000006839

Примечания: 1. По ГОСТ 3262—55 изготавливаются стальные водогазопроводные с резьбой, обыкновенные и усиленные трубы.

2. По ГОСТ 3101—46 и ГОСТ 4015—48 изготавливаются стальные трубы.

3. По ГОСТ 5525—50 изготавливаются чугунные водопроводные, раструбные трубы.

Для условий движения воды в трубах при скорости менее 1,2 м/сек следует вводить указанные в табл. 15 поправочные

коэффициенты к расчетным значениям A и s для стальных и чугунных труб.

Для облегчения определения этого поправочного коэффициента в табл. 14 приведены значения скоростей движения воды при заданных расходах воды и диаметрах труб.

6. ПРИМЕРЫ ПОЛЬЗОВАНИЯ ТАБЛИЦАМИ 11, 12, 13, 14 и 15 ДЛЯ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ

Пример. Определить диаметр и потери напора в трубопроводе при расходе воды $Q = 10$ л/сек и длине 250 м. Трубы чугунные, бывшие в употреблении.

Пользуясь табл. 14, найдем, что в данном случае могут быть приняты трубы диаметром 75 мм ($v = 2,33$ м/сек); 100 мм ($v = 1,15$ м/сек) и 125 мм ($v = 0,83$ м/сек).

Пользуясь табл. 13, определим потери напора при данных диаметрах трубопроводов.

Для труб диаметром 75 мм. Значение s по табл. 13 составит 0,427, откуда

$$h = sQ^2 = 0,427 \cdot 10^2 = 42,7 \text{ м вод. ст.}$$

Для труб диаметром 100 мм $s = 0,0913$

$$h = sQ^2 = 0,0913 \cdot 10^2 = 9,13 \text{ м вод. ст.}$$

Для труб диаметром 125 мм $s = 0,0277$

$$h = sQ^2 = 0,0277 \cdot 10^2 = 2,77 \text{ м вод. ст.}$$

Поскольку в последнем случае скорость движения воды составляет $v = 0,83$ м/сек, т. е. менее 1,2 м/сек, в полученное значение $h = 2,77$ м вод. ст. следует внести поправку. По табл. 15 величина поправочного коэффициента составляет 1,06. Таким образом, $h = 2,77 \cdot 1,06 = 2,94$ м вод. ст.

Таким образом, при диаметрах

$$75 \text{ мм: } h = 42,7 \text{ м вод. ст., } v = 2,33 \text{ м/сек;}$$

$$100 \text{ мм: } h = 9,13 \text{ м вод. ст., } v = 1,15 \text{ м/сек;}$$

$$125 \text{ мм: } h = 2,94 \text{ м вод. ст., } v = 0,83 \text{ м/сек.}$$

При диаметре равном 75 мм, имеем значительные потери напора ($h = 42,7$ м) и большую скорость движения воды ($v = 2,33$ м/сек).

Примем диаметр трубы $d = 100$ мм. В этом случае потери напора составят 9,13 м вод. ст. и скорость движения воды $v = 1,15$ м/сек.

Следует отметить, что для обычных хозяйственных расходов воды для труб диаметром 100—200 мм скорость принимается в пределах 0,7—1,1 м/сек., для труб больших диаметров — до 1,4 м/сек и более, а для пожарных расходов воды скорость может быть увеличена до 2,0—2,5 м/сек.

Пример. Определить потери напора в стальной трубе диаметром 50 мм: при расходе $Q = 3,4$ л/сек. Длина трубы 80 м.

По табл. 12 значение сопротивления s получим равным 0,886.

Потери напора будут равны

$$h = sQ^2 = 0,886 \cdot 3,4^2 = 10,25 \text{ м вод. ст.}$$

По табл. 14 при $Q = 3,4$ л/сек и $d = 50$ мм скорость движения воды будет свыше 1,2 м/сек, поэтому поправку в полученные потери напора вводить не требуется.

Значения сопротивлений s для стальных труб, выполненных по ГОСТ 3262—55
Расчетная формула $h = sQ^2$, где Q расход воды в л/сек

Диаметр условного прохода в мм																
Длина линий в м	8	10	15	20	25	32	40	50	70	80	100	125*	150**	200	250	
5	1127	164,7	44,0	8,2	2,18	0,469	0,223	0,0554	0,0145	0,00584	0,00134	0,000431	0,000170	0,0000463	0,0000129	
10	2255	329,5	88,0	16,4	4,37	0,939	0,445	0,111	0,0289	0,0117	0,00267	0,000862	0,000340	0,0000927	0,0000258	
15	3382	494,2	132,1	24,6	6,55	1,41	0,668	0,167	0,0433	0,0175	0,00401	0,000993	0,000509	0,000139	0,0000387	
20	4510	659,0	176,2	32,9	8,73	1,88	0,891	0,222	0,0578	0,0234	0,00535	0,00172	0,000679	0,000185	0,0000518	
25	5637	825,0	220,2	41,4	10,9	2,35	1,11	0,277	0,0722	0,0292	0,00668	0,00186	0,000849	0,000232	0,0000644	
30	—	988,0	264,3	49,3	13,1	2,82	1,34	0,332	0,0867	0,0350	0,00802	0,00259	0,00102	0,000278	0,0000776	
35	—	1154	308,3	57,5	15,3	3,29	1,56	0,390	0,101	0,0409	0,00936	0,00272	0,00119	0,000324	0,0000902	
40	—	1318	352,4	65,7	17,5	3,75	1,78	0,443	0,116	0,0467	0,0107	0,00345	0,00136	0,000371	0,000103	
45	—	1483	396,4	73,9	19,6	4,22	2,00	0,500	0,130	0,0526	0,0120	0,00358	0,00153	0,000417	0,000116	
50	—	1647	440,4	82,2	21,8	4,69	2,23	0,554	0,145	0,0584	0,0134	0,00431	0,00170	0,000464	0,000129	
55	—	1812	484,5	90,4	24,0	5,16	2,45	0,609	0,159	0,0642	0,0147	0,00444	0,00187	0,000510	0,000142	
60	—	1977	528,0	98,6	26,2	5,63	2,67	0,665	0,173	0,0701	0,0160	0,00517	0,00204	0,000536	0,000155	
65	—	2142	573,0	106,8	28,5	6,10	2,89	0,720	0,188	0,0759	0,0174	0,00530	0,00221	0,000603	0,000168	
70	—	2307	617,0	115,0	30,6	6,57	3,12	0,776	0,202	0,0818	0,0187	0,00604	0,00239	0,000649	0,000181	
75	—	2472	661,0	123,2	32,8	7,04	3,34	0,831	0,217	0,0876	0,0200	0,00617	0,00255	0,000695	0,000193	
80	—	2636	705,0	131,4	34,9	7,51	3,56	0,886	0,231	0,0934	0,0214	0,00690	0,00272	0,000742	0,000207	
85	—	2801	749,0	139,7	37,2	7,93	3,78	0,942	0,246	0,0993	0,0227	0,00703	0,00289	0,000788	0,000219	
90	—	2965	793,0	147,9	39,3	8,46	4,01	0,997	0,260	0,1050	0,0241	0,00776	0,00316	0,000834	0,000233	
95	—	3130	837,0	156,1	41,6	8,92	4,23	1,05	0,275	0,111	0,0254	0,00789	0,00322	0,000881	0,000245	
100	—	3295	881,0	164,3	43,7	9,39	4,45	1,11	0,289	0,117	0,0267	0,00862	0,00340	0,000927	0,000258	

Примечание. Для скорости движения воды в трубах менее 1,2 м/сек в полученные значения потерь напора вводится поправочный коэффициент, согласно табл. 15. Если эту поправку не вводить, то при скоростях ниже 1,2 м/сек потери напора будут преуменьшены на 5—6%.

* Для труб диаметром 125 мм, выполненных по ГОСТ 3101—46, величины сопротивлений s должны быть умножены на 1,23.

** Для труб диаметром 150 мм, выполненных по ГОСТ 3101—46, величины сопротивлений s должны быть умножены на 1,32.

Значения сопротивлений s для чугунных труб, выполненных по ГОСТ 5525—50Расчетная формула $h = sQ^2$, где Q — расход воды в л/сек

Длина линий в м	Диаметр условного прохода в мм									
	50	75	100	125	150	200	250	300	350	400
50	0,759	0,0855	0,0183	0,00554	0,00209	0,000451	0,000138	0,0000512	0,0000226	0,0000112
100	1,52	0,171	0,0365	0,0111	0,00418	0,000903	0,000275	0,000102	0,0000453	0,0000224
150	2,28	0,256	0,0548	0,0166	0,00628	0,00135	0,000413	0,000154	0,0000679	0,0000335
200	3,04	0,342	0,0731	0,0222	0,00837	0,00181	0,000550	0,000205	0,00009068	0,0000447
250	—	0,427	0,0913	0,0277	0,0105	0,00226	0,000688	0,000256	0,000113	0,0000559
300	—	0,513	0,110	0,0332	0,0126	0,00271	0,000826	0,000308	0,000136	0,0000671
350	—	0,598	0,128	0,0388	0,0146	0,00316	0,000963	0,000359	0,000159	0,0000783
400	—	0,684	0,146	0,0443	0,0167	0,00361	0,00110	0,000410	0,000181	0,0000894
450	—	0,769	0,164	0,0450	0,0188	0,00406	0,00124	0,000461	0,000204	0,000101
500	—	0,854	0,183	0,0534	0,0209	0,00451	0,00138	0,000512	0,000226	0,000112
550	—	0,940	0,201	0,0609	0,0230	0,00497	0,00151	0,000564	0,000249	0,000123
600	—	1,025	0,219	0,0665	0,0251	0,00542	0,00165	0,000615	0,000272	0,000134
650	—	1,11	0,237	0,0720	0,0272	0,00587	0,00179	0,000666	0,000294	0,000145
700	—	1,20	0,256	0,0776	0,0293	0,00632	0,00193	0,000718	0,000317	0,000156
750	—	1,28	0,274	0,0831	0,0314	0,00677	0,00206	0,000769	0,000340	0,000168
800	—	1,37	0,292	0,0886	0,0335	0,00722	0,00220	0,000820	0,000362	0,000179
850	—	1,45	0,310	0,0942	0,0356	0,00767	0,00234	0,000871	0,000385	0,000190
900	—	1,54	0,329	0,0997	0,0377	0,00813	0,00248	0,000923	0,000408	0,000201
950	—	1,62	0,347	0,105	0,0398	0,00858	0,00261	0,000974	0,000430	0,000212
1000	—	1,71	0,365	0,111	0,0418	0,00903	0,00275	0,00102	0,000453	0,000224

Примечание. Для скорости движения воды в трубах менее 1,2 м/сек в полученные значения потери напора вводится поправочный коэффициент, согласно табл. 15. Если эту поправку не вводить, то при скоростях ниже 1,2 м/сек потери напора будут преуменьшены на 5—6%.

Таблица для определения скоростей движения

Расходы воды в л/сек	Диаметр условного									
	15	20	25	32	40	50	70	75	80	
	Значение ско									
0,05	0,29	—	—	—	—	для стальных труб		—	—	
0,10	0,58	0,31	—	—	—	—	—	—	—	
0,20	1,17	0,62	0,38	0,21	—	—	—	—	—	
0,50	2,93	1,55	0,94	0,53	0,40	0,23	—	—	—	
0,75	—	2,33	1,41	0,79	0,60	0,35	0,21	—	—	
1,00	—	—	1,88	1,05	0,80	0,47	0,28	0,23	0,20	
1,50	—	—	2,82	1,58	1,19	0,71	0,42	0,35	0,30	
2,00	—	—	—	2,11	1,59	0,94	0,57	0,46	0,40	
3,00	—	—	—	—	2,39	1,41	0,85	0,70	0,60	
4,00	—	—	—	—	—	1,88	1,13	0,93	0,81	
5,00	—	—	—	—	—	2,35	1,42	1,16	1,01	
7,50	—	—	—	—	—	—	2,13	1,74	1,51	
10,00	—	—	—	—	—	—	—	2,33	2,01	
12,50	—	—	—	—	—	—	—	—	2,52	
15,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
17,50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
20,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
25,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
30,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
35,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
40,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
45,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
50,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
60,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
70,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
80,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
90,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
100,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
120,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
140	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
180	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
300	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

Таблица 14

воды по расходам воды и диаметрам труб

прохода труб в мм								Расход воды в л/сек
100	125	150	200	250	300	350	400	
ростей в м/сек								
для чугунных труб	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,23	—	—	—	—	—	—	—	—
0,35	0,25	—	—	—	—	—	—	—
0,46	0,33	—	—	—	—	—	—	—
0,58	0,41	0,29	—	—	—	—	—	—
0,87	0,62	0,43	0,24	—	—	—	—	—
1,15	0,83	0,57	0,32	0,20	—	—	—	10,00
1,44	1,03	0,72	0,40	0,26	—	—	—	12,5
1,73	1,24	0,86	0,48	0,31	0,21	—	—	15,0
2,02	1,45	1,00	0,56	0,36	0,25	—	—	17,5
2,31	1,66	1,15	0,64	0,41	0,28	0,20	—	20,0
—	2,07	1,43	0,80	0,51	0,35	0,26	—	25,0
—	2,48	1,72	0,96	0,62	0,42	0,31	0,26	30,0
—	—	2,01	1,12	0,72	0,49	0,36	0,28	35,0
—	—	2,29	1,29	0,82	0,57	0,42	0,32	40,0
—	—	2,58	1,45	0,92	0,64	0,47	0,36	45,0
—	—	2,87	1,61	1,03	0,71	0,52	0,40	50,0
—	—	—	1,93	1,23	0,85	0,62	0,48	60,0
—	—	—	2,25	1,44	0,99	0,73	0,56	70,0
—	—	—	2,57	1,64	1,13	0,83	0,64	80,0
—	—	—	—	1,85	1,27	0,94	0,72	90,0
—	—	—	—	2,05	1,41	1,04	0,80	100,0
—	—	—	—	2,46	1,70	1,25	0,95	120,0
—	—	—	—	—	1,98	1,46	1,11	140,0
—	—	—	—	—	2,26	1,66	1,27	160,0
—	—	—	—	—	2,55	1,87	1,43	180,0
—	—	—	—	—	—	2,08	1,59	200,0
—	—	—	—	—	—	2,60	1,99	250,0
—	—	—	—	—	—	—	2,38	300,0

**Поправочные коэффициенты к расчетным значениям A и s
для стальных и чугунных труб**

Скорость в м/сек	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	$\geq 1,2$
Поправочные коэффициенты	1,41	1,28	1,20	1,15	1,115	1,085	1,06	1,04	1,03	1,00

Пример. Водоем наполняется водой по стальной трубе диаметром 80 мм, длиной 300 м.

Напор в начале трубопровода составлял 3 *ати* (30 м вод. ст.). Требуется определить, какое количество воды было подано в водоем в течение 6 час. наполнения.

Поскольку в конце трубопровода происходил свободный излив воды, можно принять, что потери напора по длине трубопровода составляли $h = 30 - 0 = 30$ м вод. ст.

Значение s по табл. 12: для 30 м $s = 0,035$, а для 300 м $s = 0,035 \cdot 10 = 0,35$.

Тогда, пользуясь формулой

$$h = sQ^2,$$

где $h = 30$ и $s = 0,35$, найдем

$$Q = \sqrt{\frac{h}{s}} = \sqrt{\frac{30}{0,35}} = 9,25 \text{ л/сек.}$$

В течение 6 час. в водоем было подано воды

$$W = \frac{9,25 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 6}{1000} = 200 \text{ м}^3.$$

7. ПОТЕРИ НАПОРА НА МЕСТНЫЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Потери напора на местные сопротивления (например, в коленах, задвижках, сужениях и пр.) определяются по формуле

$$h = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (79)$$

где: ζ — коэффициент, зависящий от вида местного сопротивления;

$\frac{v^2}{2g}$ — скоростной напор.

Значения $\frac{v^2}{2g}$ для различных скоростей приведены в табл. 16.

Значения v в м/сек, значения $h = \frac{v^2}{2g}$ в м

v	$h = \frac{v^2}{2g}$	v	$h = \frac{v^2}{2g}$	v	$h = \frac{v^2}{2g}$	v	$h = \frac{v^2}{2g}$	v	$h = \frac{v^2}{2g}$
0,10	0,0005	2,10	0,225	4,10	0,86	6,10	1,90	8,10	3,34
0,20	0,002	2,20	0,247	4,20	0,90	6,20	1,96	8,20	3,43
0,30	0,005	2,30	0,270	4,30	0,94	6,30	2,02	8,30	3,51
0,40	0,008	2,40	0,294	4,40	0,99	6,40	2,09	8,40	3,59
0,50	0,013	2,50	0,319	4,50	1,03	6,50	2,15	8,50	3,68
0,60	0,018	2,60	0,345	4,60	1,08	6,60	2,22	8,60	3,77
0,70	0,025	2,70	0,372	4,70	1,13	6,70	2,29	8,70	3,86
0,80	0,033	2,80	0,400	4,80	1,17	6,80	2,36	8,80	3,95
0,90	0,041	2,90	0,420	4,90	1,22	6,90	2,43	8,90	4,00
1,00	0,051	3,00	0,459	5,00	1,27	7,00	2,50	9,00	4,12
1,10	0,062	3,10	0,490	5,10	1,33	7,10	2,57	9,10	4,21
1,20	0,073	3,20	0,522	5,20	1,38	7,20	2,64	9,20	4,31
1,30	0,086	3,30	0,555	5,30	1,43	7,30	2,72	9,30	4,41
1,40	0,100	3,40	0,589	5,40	1,49	7,40	2,79	9,40	4,50
1,50	0,115	3,50	0,624	5,50	1,54	7,50	2,87	9,50	4,60
1,60	0,130	3,60	0,661	5,60	1,60	7,60	2,94	9,60	4,71
1,70	0,147	3,70	0,698	5,70	1,66	7,70	3,02	9,70	4,81
1,80	0,165	3,80	0,736	5,80	1,71	7,80	3,10	9,80	4,90
1,90	0,184	3,90	0,775	5,90	1,77	7,90	3,18	9,90	5,00
2,00	0,204	4,00	0,816	6,00	1,84	8,00	3,26	10,00	5,09

Значение коэффициента ζ находят опытным путем, посредством определения потерь напора для данного вида сопротивления.

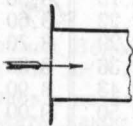


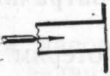
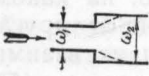
В табл. 17 приводятся значения коэффициентов некоторых видов сопротивлений, встречающихся в практике, а в табл. 18—потери напора в м на местные сопротивления в зависимости от скорости движения воды в трубопроводе. Сложив местные сопротивления, можно, пользуясь этой таблицей, легко определить по скорости движения воды потери напора, затрачиваемые на преодоление этих местных сопротивлений.

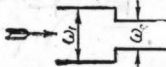
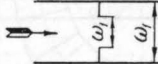


В табл. 19 и 20 приводятся данные по потерям напора в водомерах.

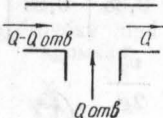
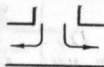
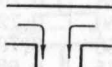


Следует учитывать, что данные величины коэффициента местных сопротивлений являются ориентировочными. Кроме того, коэффициенты местных сопротивлений могут в значительной мере изменяться в зависимости от того, на каком расстоянии эти сопротивления расположены друг от друга, а также в зависимости от рода сопротивлений и их взаимного расположения. Так, например, приведенные в конце табл. 17 коэффициенты местных сопротивлений отводов показывают, что в зависимости от взаимного расположения отводов коэффициенты сопротивлений последних могут значительно изменяться.

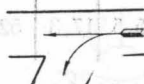

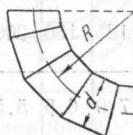
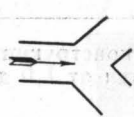
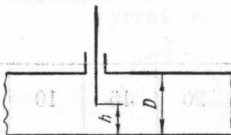
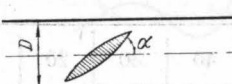
Таблица 17



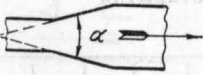
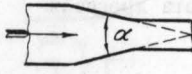
Значения коэффициента ζ для некоторых видов сопротивлений, встречаемых в практике

Наименование местного сопротивления и эскиз сопротивления	Значение коэффициента ζ						
<p>Вход в трубку при острых кромках</p> 	0,5						
<p>Вход в трубку при закругленных кромках</p> 	0,25						
<p>Вход в патрубок внутри резервуара</p> 	0,75						
<p>Вход из трубы в бак</p> 	1,00						
<p>Внезапное расширение,</p> 	$\frac{\omega_1}{\omega_2}$	0,01	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
	ζ	0,98	0,81	0,64	0,36	0,16	0,04
<p>где: ω_1, ω_2 — площади сечений</p>		$h = \zeta \frac{v^2}{2g}$					

Наименование местного сопротивления и эскиз сопротивления	Значение коэффициента ζ								
Внезапное сужение 	$\frac{\omega_2}{\omega_1}$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8			
	ζ	0,5	0,42	0,38	0,25	0,15			
	$h = \zeta \frac{v_2^2}{2g}$								
Диафрагма в трубе 	$\frac{\omega_2}{\omega_1}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
	ζ	226	47,8	17,5	7,8	3,75	1,8	0,8	0,29
	$h = \zeta \frac{v_1^2}{2g}$								
Стандартные чугунные колена и угольники 	D в мм	Колена		D в мм	Угольники				
		R/D	ζ		R/D	ζ			
	50	1,90	0,76	13	1,38	0,88			
	75	1,60	0,80	19	1,05	1,00			
	100	1,60	0,80	25	0,88	1,05			
	125	1,47	0,85	32	0,81	1,10			
	150	1,40	0,88	38	0,79	1,12			
	200	1,30	0,90	50	0,72	1,14			
	250	0,04	1,00	68	0,70	1,15			
				75	0,68	1,17			
			100	0,64	1,22				
Для $\frac{R}{D} = 4$ и 6 $\zeta \approx 0,5$ (по Абрамовичу)									
Тройники. Разделение потока 	$\frac{Q_{отв}}{Q_{общ}}$	0,0	0,2	0,4	0,5	0,8	1,0		
	$\zeta_{отв}$ $\zeta_{прох}$	0,95 0,07	0,88 -0,08	0,89 -0,05	0,95 0,07	1,10 0,21	1,28 0,35		
	Потери напора в ответвлении $h_{отв} = \zeta_{отв} \frac{v^2}{2g}$								
Потери напора в проходе $h_{прох} = \zeta_{прох} \frac{v^2}{2g}$									
где v относится к общему расходу.									

Наименование местного сопротивления и эскиз сопротивления	Значение коэффициента ζ						
Соединение потоков 	$\frac{Q_{отв}}{Q_{общ}}$	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
	$\zeta_{отв}$ $\zeta_{прох}$	-1,2 0,04	-0,4 0,17	+0,08 0,30	0,47 0,41	0,72 0,51	0,01 0,60
	где $h_{отв} = \zeta_{отв} \frac{v^2}{2g}$						
	$h_{прох} = \zeta_{прох} \frac{v^2}{2g}$,						
	где v относится к общему расходу						
Выход из ответвления тройника на обе стороны 	$\zeta = 1,5$						
Выход в ответвление с обеих сторон прямого прохода 	$\zeta = 3,0$						
Проход в тройнике 	$\zeta = 1,0$						
Вода подается через ответвление. По проходу (на прямую) вода не протекает 	$\zeta = 1,5$						

Наименование местного сопротивления и эскиз сопротивления	Значение коэффициента ζ																				
Вода подается в косое от- ветвление 	$\zeta = 1,5$ 																				
Сварное колено 	Для $R = 2d$ $\zeta = 2,7$ Для $R = d$ $\zeta = 4,0$ (по данным проф. Товстолес)																				
Косое соединение 	$\zeta = 1,0$																				
Задвижка 	<table><tr><td>$\frac{h}{D}$</td><td>0,15</td><td>0,20</td><td>0,30</td><td>0,40</td><td>0,50</td><td>0,60</td><td>0,70</td><td>0,80</td><td>0,90</td></tr><tr><td>ζ</td><td>57,5</td><td>32,5</td><td>15,0</td><td>7,5</td><td>3,3</td><td>1,4</td><td>0,6</td><td>0,5</td><td>0,1</td></tr></table> где $\frac{h}{D}$ — степень открытия	$\frac{h}{D}$	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	ζ	57,5	32,5	15,0	7,5	3,3	1,4	0,6	0,5	0,1
$\frac{h}{D}$	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90												
ζ	57,5	32,5	15,0	7,5	3,3	1,4	0,6	0,5	0,1												
Дроссельный клапан 	<table><tr><td>Угол по- ворота α</td><td>5°</td><td>10°</td><td>20°</td><td>30°</td><td>40°</td><td>50°</td><td>60°</td><td>70°</td></tr><tr><td>ζ</td><td>0,24</td><td>0,52</td><td>1,50</td><td>3,9</td><td>10,8</td><td>32,8</td><td>118</td><td>751</td></tr></table> где α — угол поворота дросселя	Угол по- ворота α	5°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	ζ	0,24	0,52	1,50	3,9	10,8	32,8	118	751		
Угол по- ворота α	5°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°													
ζ	0,24	0,52	1,50	3,9	10,8	32,8	118	751													

Наименование местного сопротивления и эскиз сопротивления	Значение коэффициента ζ							
Пробковый кран 	α	5°	10°	20°	30°	40°	50°	60°
	ζ	0,05	0,29	1,6	5,5	17,3	52,6	206
где α — угол поворота пробки. По „Справочнику по внутреннему водопроводу, канализации и водостокам“ Спешнова и Шнейерова для открытого пробочного крана $\zeta = 1,0$								
Обратный клапан, всасывающий клапан тарельчатого типа	D в мм	50	65	75	100	125	150	200
	ζ	18	13,5	10,0	8,0	7,0	6,5	5,5
Пожарные всасывающие клапаны нового типа с сеткой	$\zeta = 4-6$							
Сопротивление сетки или корзины на конце трубы 	В зависимости от конструкции сетки коэффициент ζ меняется от 1,0 до 5,0							
Постепенное расширение 	α	50	40	20	15	10	8	
	ζ	0,91	0,84	0,40	0,26	0,16	0,12	
ζ относится к скорости в меньшем сечении								
Постепенное сужение 	α	80	50	40	30	20	10	
	ζ	0,35	0,31	0,28	0,24	0,20	0,16	
ζ относится к скорости в меньшем сечении								



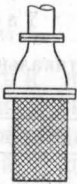
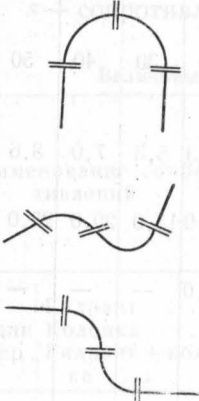
Наименование местного сопротивления и эскиз сопротивления	Значение коэффициента ζ
Вентили обычные 	$\zeta = 7,8$
Косой проходной вентиль 	$\zeta = 2,5$
Водопроводная приемная сетка с обратным клапаном 	Коэффициент ζ в зависимости от конструкции изменяется от 5,0 до 10,0
Соединения отводов под углом 90° 	$\zeta_{общ} = 2\zeta_{одинарн. колена}$ $\zeta_{общ} = 3\zeta_{одинарн. колена}$ $\zeta_{общ} = 4\zeta_{одинарн. колена}$ Примечание. Эти данные показывают, что при нескольких сопротивлениях, расположенных подряд, общее сопротивление отличается от сопротивления, которое можно получить простым суммированием.

Таблица 18

Потери напора на местные сопротивления h в зависимости от скорости движения воды в трубопроводе

Скорость в м/сек	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\zeta_{общ}$										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	20
0,25	0,003	0,007	0,010	0,014	0,017	0,020	0,022	0,027	0,031	0,034	0,068
0,50	0,013	0,026	0,038	0,051	0,061	0,077	0,089	0,102	0,115	0,128	0,255
0,75	0,029	0,057	0,086	0,115	0,144	0,172	0,201	0,230	0,258	0,287	0,574
1,00	0,051	0,102	0,154	0,205	0,256	0,307	0,358	0,410	0,461	0,512	1,024
1,25	0,080	0,159	0,239	0,317	0,399	0,478	0,558	0,538	0,717	0,707	1,594
1,50	0,115	0,229	0,344	0,459	0,574	0,688	0,803	0,918	1,032	1,147	2,294
1,75	0,156	0,313	0,469	0,625	0,781	0,938	1,094	1,250	1,406	1,563	3,125
2,00	0,204	0,408	0,616	0,816	1,020	1,224	1,429	1,633	1,837	2,041	4,082
2,25	0,258	0,517	0,775	1,033	1,291	1,550	1,808	2,066	2,325	2,583	5,166
2,50	0,319	0,638	0,956	1,275	1,594	1,913	2,232	2,550	2,869	3,189	6,378
2,75	0,386	0,772	1,157	1,543	1,929	2,315	2,701	3,086	3,472	3,858	7,717
3,00	0,459	0,918	1,376	1,837	2,296	2,755	3,214	3,673	4,133	4,592	9,184

Таблица 19

Данные по скоростным (крыльчатым) водомерам с вертикальной осью вертушки

Наименование показателей	Калибр (проходной диаметр) водомеров в мм									
	10—13	15	20	25	30	40	50	60	80	100
Характерный расход (расход при поте- ре напора в водо- мере 10 м вод. ст.) в м ³ /час	2	3	5	7	10	20	30	40	50	100
Допустимая нагруз- ка при работе 24 часа в сутки в м ³ /час	0,3	0,5	0,8	1,2	1,7	3,3	5,3	7,0	8,6	17,0
Временная допустимая нагрузка в м ³ /час	1,0	1,5	2,5	3,5	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	50,0
Наименьшая допу- стимая нагрузка в м ³ /час	0,09	0,15	0,25	0,35	0,5	1,0	—	—	—	—
Величина сопротив- ления s для опре- деления потерь напора по форму- ле $h = sQ^2$, где Q — расход в л/сек	32	14	5,2	2,6	1,3	0,32	0,144	0,081	0,052	0,013
Коэффициент ζ . .	3,93	8,8	10,0	12,5	12,7	10,0	—	—	—	—

Таблица 20

Данные по водомерам с горизонтальной осью вертушки

Наименование показателя	Калибр (диаметр) водомера в мм					
	50	80	100	150	200	250
Характерный расход (расход при потере напора в водомере 10 м вод. ст.) в м³/час	70	250	440	1000	1700	2600
Допустимая нагрузка в м³/час при работе 24 часа	13	46	73	158	270	416
Временная допустимая нагрузка в м³/час . .	22	80	140	380	550	820
Наименьшая допустимая нагрузка в м³/час	3,5	6,0	11,0	15,0	26	50
Величина сопротивления s для определения потерь напора по формуле $h = sQ^2$, где Q — расход в л/сек	0,026	0,0021	0,00067	0,00013	0,000045	0,000019
Коэффициент ξ	2,0	1,02	0,82	0,80	0,88	0,92

Потери напора в пожарных гидрантах. Характеристика гидрантов и пожарной колонки московского образца приведена в табл. 21, в которой указаны значения сопротивлений s для определения потерь напора по формуле

$$h = sQ^2,$$

где: h — потери напора в м;
 Q — расход воды в л/сек;
 s — сопротивление.

Таблица 21

Величины сопротивлений s гидрантов и колонок

Наименование сопротивлений		Ленинградский гидрант и колонка (по опытам инж. Павлова, 1935 г.)	Гидрант и колонка московского типа производства Ливенского завода (по опытам ВОДГЕО 1940 г.)	
			подземный гидрант	надземный гидрант
На один штуцер	Гидрант	—	0,0016	—
	Колонка	—	0,0100	—
	Гидрант + колонка	—	0,012	0,014
На два штуцера	Гидрант	0,036	0,0016	—
	Колонка	0,021	0,0035	—
	Гидрант + колонка	0,053	0,0051	0,0063

В табл. 22 приведены потери напора в м вод. ст. в гидрантах и колонках в зависимости от пропускаемого расхода в л/сек.

Таблица 22

Потери напора в гидрантах и колонках в зависимости от расхода воды

Расход воды в л/сек	Гидрант и колонка московского типа				Гидрант и колонка ленинград- ского типа
	подземный		надземный		
	на 1 шту- цер	на 2 шту- цера	на 1 шту- цер	на 2 шту- цера	
5	0,30	0,13	0,35	0,16	2,44
10	1,20	0,50	1,40	0,64	5,62
20	5,00	2,05	5,60	2,60	22,94
30	11,20	4,60	—	5,70	—
40	19,20	8,20	—	10,00	—

В табл. 23 приведены гидравлические сопротивления контрольно-сигнальных клапанов спринклерных систем (по данным ЦНИИПО, 1953 г.).

Таблица 23

Гидравлические сопротивления контрольно сигнальных клапанов спринклерных и дренчерных систем

Тип клапана	Диаметр в мм	Сопротивление s для расхода в л/сек
Водяной	150	0,000869
Водяной	100	0,00302
Воздушно-водяной	150	0,00208
Воздушно-водяной	100	0,00726
Группового действия	100	0,00638

Пример. Определить диаметр и потери напора во всасывающем трубопроводе длиной 16 м при расходе 16 л/сек. Схема всасывающего трубопровода приведена на рис. 39. Трубы чугунные.

Диаметр трубопровода определим, задавшись скоростью движения воды в пределах 1,0—1,5 м/сек.

По табл. 14 при расходе 15 л/сек в трубе диаметром 125 мм имеем скорость движения воды 1,24 м/сек, а при 16 л/сек получим $v = 1,24 \cdot \frac{16}{15} = 1,32$ м/сек.

Потери напора по длине трубопровода составят

$$h_l = sQ^2 = 0,00177 \cdot 16^2 = 0,45 \text{ м.}$$

Значение s было найдено по табл. 13, согласно которой для диаметра 125 мм:
 при длине линии 100 м $s = 0,0111$,
 при длине линии 600 м $s = 0,0665$.
 Следовательно, для длины линии 10 м $s = 0,00111$, для длины линии 6 м $s = 0,00066$.

Складывая два последних значения, будем иметь $s = 0,00177$.

По табл. 16 найдем значения коэффициентов ζ для местных сопротивлений.

Коэффициент сопротивления приемного клапана и сетки принимаем равным $\zeta_1 = 5$.

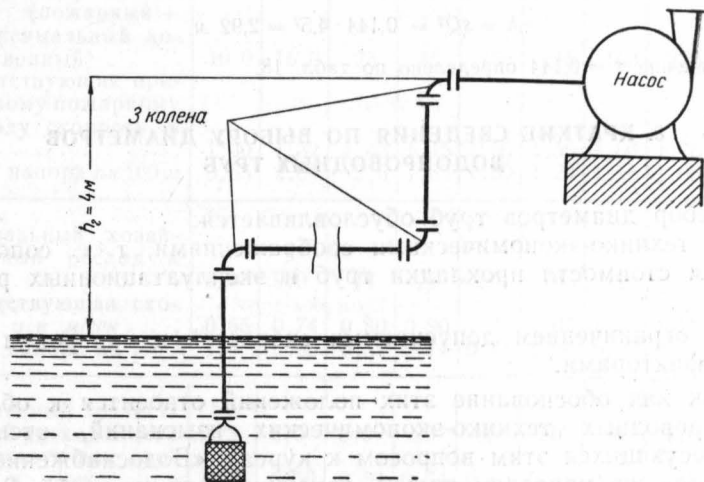


Рис. 39.

Коэффициент сопротивления одного колена $d = 125$ мм примем равным $\zeta_K = 0,85$.

Суммарное сопротивление трех колен

$$\zeta_2 = 3\zeta_K = 3 \cdot 0,85 = 2,55.$$

Общие местные сопротивления $\zeta_{общ}$ будут равны

$$\zeta_{общ} = \zeta_1 + \zeta_2 = 5,0 + 2,55 = 7,55.$$

Согласно табл. 18, при $v = 1,32$ и $\zeta_{общ} = 7,5$ получим потери напора, равные

$$h_m = 0,6 \text{ м.}$$

Высота всасывания насоса складывается из геометрической высоты подъема (разность между осью насоса и уровнем воды в подъеме), равной в данном случае $h_2 = 4$ м, потерь напора по длине трубы $h_l = 0,45$, потерь напора на местные сопротивления $h_m = 0,6$ м и скоростного напора, равного $\frac{v^2}{2g} = 0,09$ (по табл. 16, при $v = 1,3$ м/сек). В практических случаях при таких расчетах учет скоростного напора часто пренебрегают.

Отсюда

$$h_{общ} = h_2 + h_l + h_m + \frac{v^2}{2g} = 4,0 + 0,45 + 0,6 + 0,09 = 5,14 = 5,1 \text{ м.}$$

Пример. Подобрать водомер, исходя из максимального хозяйственного расхода воды 2,0 л/сек (7,2 м³/сек), минимального расхода воды 0,5 л/сек (1,8 м³/час) и максимального хозяйственно-пожарного расхода воды 4,5 л/сек (16,2 м³/час).

Принимаем скоростной (крыльчатый) водомер диаметром 50 мм.

Потери напора в водомере будут:

а) при пропуске максимального хозяйственного расхода воды

$$h = sQ^2 = 0,144 \cdot 2,0^2 = 0,58 \text{ м};$$

б) при пропуске максимального хозяйственно-пожарного расхода воды

$$h = sQ^2 = 0,144 \cdot 4,5^2 = 2,92 \text{ м}.$$

Значение $s = 0,144$ определено по табл. 18.

8. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ВЫБОРУ ДИАМЕТРОВ ВОДОПРОВОДНЫХ ТРУБ

Выбор диаметров труб обусловливается:

а) технико-экономическими соображениями, т. е. сопоставлением стоимости прокладки труб и эксплуатационных расходов;

б) ограничением допускаемых скоростей и напоров и другими факторами.

Так как обоснование этих положений относится к области водопроводных технико-экономических изысканий, отсылаем интересующихся этим вопросом к курсам «Водоснабжение».

Здесь же приведем только ориентировочную табл. 24, составленную по графику проф. В. Г. Лобачева, помещенному в его книге «Графики и таблицы для расчета водопроводных и канализационных сетей». Изд. МКХ РСФСР, 1948 г.

В связи с возможностью возникновения гидравлических ударов (см. ниже) максимальная скорость движения воды в трубах не должна превышать 2,5—3,0 м/сек. Из практики проектных организаций скорость движения воды в трубах принимается для малых диаметров от 0,7 до 1,0 м/сек, для больших диаметров от 1,0 до 1,5 м/сек, а иногда и до 2,0 м/сек.

В специальных пожарных установках (например, в распределительных рядах спринклерных и дренчерных установок) скорость движения воды может быть увеличена до 7 м/сек и более, в зависимости от назначения установки и других условий.

Пример. Пользуясь табл. 24, требуется подобрать диаметр трубопровода и определить потери напора при длине трубопровода 275 м.

Пожарный расход воды $Q_p = 3,0$ л/сек, максимальный хозяйственный расход $Q_h = 2,0$ л/сек. Трубы чугунные.

По табл. 24 для $Q_{общ} = Q_p + Q_h = 5,0$ л/сек принимаем трубопровод диаметром 200 мм.

Значения сопротивления s трубы диаметром 200 мм и длиной 275 м найдем по табл. 13.

Для 250 м $s = 0,00226$, для 25 м $s = 0,00023$, для 275 м $s = 0,00249$.

Таблица 24

Ориентировочный подбор диаметров труб по расходам воды
(по графику проф. В. Г. Лобачева). Расход воды в л/сек

Наименование показателя	Диаметр труб в мм								
	100	125	150	200	250	300	350	400	450
Предельный расход в л/сек (пожарный + максимальный хозяйственный)	10,0	16,0	25	45	76	110	160	220	280
Соответствующая предельному пожарному расходу скорости в м/сек	1,30	1,32	1,43	1,45	1,56	1,56	1,66	1,76	1,77
Потери напора на 100 м	3,65	2,84	2,6	1,83	1,59	1,24	1,16	1,08	0,94
Максимальный хозяйственный расход в л/сек	5,0	9,0	14	28	50	76	112	160	220
Соответствующая скорость v в м/сек	0,65	0,74	0,80	0,90	1,03	1,07	1,16	1,27	1,39
Потери напора на 100 м	1,0	0,96	0,87	0,74	0,71	0,60	0,57	0,57	0,58
Минимальный хозяйственный расход в л/сек	3,5	6,0	9,0	20	35	50	80	110	145
Соответствующая скорость в м/сек	0,45	0,50	0,52	0,64	0,72	0,71	0,83	0,88	0,92
Потери напора на 100 м	0,52	0,46	0,39	0,40	0,36	0,28	0,31	0,28	0,26

Потери напора будут равны

$$h_n = sQ^2 = 0,00249 \cdot 50^2 = 6,22 \text{ м.}$$

При пропуске максимального хозяйственного расхода воды $Q_x = 20$ л/сек получим

$$h'_x = sQ^2 = 0,00249 \cdot 20^2 = 1,0 \text{ м.}$$

В этом случае скорость движения воды в трубопроводе (по табл. 14) будет $v = 0,64$ м/сек, поэтому в полученное значение потерь напора h'_x следует внести поправку в соответствии с табл. 15.

Таким образом, получим

$$h_x = 1,1 \cdot h'_x = 1,1 \cdot 1,0 = 1,1 \text{ м.}$$

9. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРАВЛИЧЕСКОМ УДАРЕ

Гидравлическим ударом называется внезапное изменение давления в трубопроводе при резком изменении скорости движения жидкости.

Физическая причина повышения или понижения давления при ударе заключается в появлении сил инерции воды при быстром закрытии или открытии задвижки.

Внезапное закрытие задвижки в точке b (рис. 40) вентиля, гидранта и т. д. вызовет резкое уменьшение скорости до нуля и внезапное повышение давления в конце трубопровода, перед задвижкой. Повышение давления распространится затем от места возникновения в сторону, противоположную движению воды, со скоростью a . Встретив на своем пути резкое изменение диаметра, разветвление, поворот, а также подойдя к насосу или напорному резервуару, волна повышенного давления отразится частично или полностью и возвратится обратно, но уже в виде отрицательной волны, понижающей прежнее повышение давления.

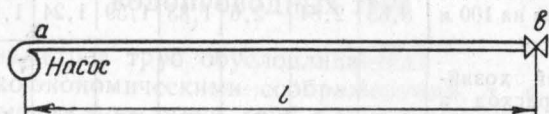


Рис. 40.

В случае, если отрицательная волна дойдет до места своего возникновения после того, как задвижка полностью закроется, произойдет так называемый прямой удар. Если же к моменту подхода отрицательной волны задвижка еще не будет полностью закрыта, получится не прямой удар.

Таким образом, при $t \leq \frac{2l}{a}$ имеет место прямой удар, а при $t > \frac{2l}{a}$ — не прямой удар, где t — время полного закрытия задвижки; l — длина пути волны от места возникновения удара до места отражения ударной волны; a — скорость распространения волны, зависящая от материала, толщины стенок и диаметра трубопровода.

Увеличение давления Δh при прямом ударе может быть определено по формуле Н. Е. Жуковского:

$$\Delta h = \frac{a}{g} v, \quad (80)$$

где: g — ускорение силы тяжести;

v — скорость течения воды до удара.

При не прямом ударе увеличение давления Δh (величина которого составляет некоторую долю от повышения давления при прямом ударе) ориентировочно может быть подсчитано по формуле

$$\Delta h = \frac{av}{g} \left(\frac{l}{at - l} \right), \quad (81)$$

где все обозначения понятны из предыдущего. Из этой формулы следует, что чем медленнее будет закрываться задвижка, т. е. чем больше будет t , тем меньшее значение будет иметь Δh . При очень медленном закрытии задвижки гидравлический удар не происходит.

Гидравлический удар может также возникнуть при внезапной остановке насоса, приводимого, например, в движение от электродвигателя. Как только масса воды в трубопроводе остановится, она, под действием напора и силы тяжести, переменил свое направление и будет двигаться обратно, к насосу, с возрастающей скоростью до тех пор, пока не закроет обратный клапан, установленный обычно на напорных патрубках насосов.

При закрывании клапана произойдет гидравлический удар, который вызовет мгновенное повышение давления в трубопроводе. Около 70% всех возникающих на водоводах аварий, как показывает практика, происходят от гидравлических ударов вследствие внезапной остановки насосов.

Скорость распространения ударной волны a имеет следующие приближенные значения:

для стальных и чугунных трубопроводов диаметром около 200 мм $a = 1200$ м/сек;

для новых льняных рукавов $a \approx 80$ м/сек;

для льняных рукавов, бывших в употреблении, $a \approx 120$ м/сек.

Если в формуле (80) скорость распространения ударной волны принять равной 1200 м/сек, то при скорости $v = 1$ м/сек и прямом ударе получим увеличение давления

$$\Delta h = \frac{a}{g} v = \frac{1200}{9,81} \cdot 1 = 122 \text{ м вод. ст.},$$

что может явиться причиной повреждения трубопровода.

Следует отметить, что блокировка открытия шиберов пожарной колонки гидранта московского типа имеет целью предупредить возможность возникновения гидравлического удара в водопроводной сети. Так, время закрытия шара гидранта московского типа составляет около 5—6 сек., а время закрытия шиберов—20—25 сек. Если бы гидрант закрывался не при закрытых шиберах пожарной колонки, то следовало бы принять время закрытия равным 5 сек.

Тогда из формулы $t = \frac{2l}{a}$ следует

$$5 = \frac{2l}{1200},$$

откуда $l = 3000$ м.

Таким образом, при длине трубопровода $l = 3000$ м и более возникает прямой удар с соответствующим увеличением

давления, а при меньшей длине — не прямой. При кольцевых сетях имеет место сложный процесс прохождения ударной волны по трубам, и при этом не исключается такое явление, когда возникшая в водопроводном кольце ударная волна пройдет по обоим полукольцам и в месте встречи (с двух направлений) давление может еще увеличиться. Желая изучить этот сложный процесс отсылаем к соответствующей специальной литературе по гидравлическим ударам.

Пример. Время закрытия шара гидранта московского типа составляет около 5 сек. Определить степень увеличения давления вследствие гидравлического удара, если диаметр трубопровода равен 200 мм, а длина — 1000 м. Вода движется по трубопроводу со средней скоростью, равной 2 м/сек.

Вначале проверим имеет ли место прямой или не прямой гидравлический удар

$$\frac{2l}{a} = \frac{2 \cdot 1000}{1200} \approx 1,7 \text{ сек.}$$

Так как $t = 5 \text{ сек.}$, то $t > 1,7 \text{ сек.}$

Следовательно, в данном случае возникнет не прямой гидравлический удар, при котором увеличение давления определится по формуле (81)

$$\Delta h = \frac{av}{g} \left(\frac{l}{at - l} \right) = \frac{1200 \cdot 2}{9,81} \left(\frac{1000}{1200 \cdot 5 - 1200} \right) = 51 \text{ м вод. ст.}$$

Пример. Пожарный ствол снабжен пробковым краном. Определить величину повышения давления в рукавной линии длиной $l = 400 \text{ м}$ при скорости движения воды $v = 1,5 \text{ м/сек.}$

Время закрытия крана $t = 1 \text{ сек.}$ Рукава, бывшие в употреблении ($a = 120 \text{ м/сек.}$).

Давление в конце рукавной линии до гидравлического удара составляло $H_0 = 60 \text{ м вод. ст.}$

$$\frac{2l}{a} = \frac{2 \cdot 400}{120} = 6,6 \text{ сек.}$$

Таким образом, имеет место прямой гидравлический удар, так как:

$$t < \frac{2l}{a}$$

Повышение давления по формуле (80) равно

$$\Delta h = \frac{a}{g} = \frac{120 \cdot 1,5}{9,81} = 18 \text{ м вод. ст.}$$

Значит давление во время гидравлического удара будет составлять

$$H = H_0 + \Delta h = 6,0 + 1,8 = 7,8 \text{ атм.}$$

ГЛАВА V

ПОТЕРИ НАПОРА В ПОЖАРНЫХ РУКАВАХ

ПОТЕРИ НАПОРА В ПОЖАРНЫХ (ВЫКИДНЫХ) РУКАВАХ

Потери напора в пожарных рукавах можно определять по приведенной выше формуле, имеющей вид

$$h_t = \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2g} l,$$

которая может быть преобразована в следующую формулу (см. «Потери напора по длине трубопровода»):

$$h = K \frac{Q^2}{D^5} l,$$

где K — коэффициент трения, зависящий от материала рукавов и шероховатости их стенок.

Обозначив $\frac{\lambda}{D^5} = A$ для рукавов данного диаметра, получим уже известную формулу: $h = A Q^2 l$, где коэффициент A может быть назван величиной удельного сопротивления, т. е. сопротивления 1 пог. м данного типа рукавов диаметром D при расходе 1 л/сек.

Значения удельного сопротивления A для различных типов рукавов, установленные по испытаниям отечественных рукавов и на основании некоторых литературных данных, приводятся в табл. 25.

Потери напора удобно определять по следующей формуле:

$$h = n s' Q^2, \quad (82)$$

где: n — количество рукавов длиной по 20 м;
 s' — сопротивление одного рукава длиной 20 м (значения сопротивлений приведены в табл. 26);
 Q — расход воды в л/сек.

**Значения удельного сопротивления A для различных типов
пожарных рукавов**

Расчетная формула $h = AQ^2l$, где Q — расход воды в л/сек.

Сорт рукавов	Номинальный диаметр в мм			
	50	66	77	89
Резиновые рукава, прорезиненные рукава с толстой резиновой прокладкой и гладкой внутренней поверхностью	0,00467	0,00120	0,00054	—
Прорезиненные рукава, обычные .	0,00677	0,00172	0,00077	0,00019
Непрорезиненные рукава (льняные)	0,12	0,00385	0,0015	—

Таблица 26

Значения сопротивлений s' одного рукава длиной 20 м

Сорт рукавов	Номинальный диаметр в мм			
	51	66	77	89
Прорезиненные рукава	0,13	0,034	0,015	0,00385
Непрорезиненные рукава (льняные)	0,24	0,077	0,030	—

2. ПРИМЕРЫ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПОТЕРЬ НАПОРА В РУКАВАХ

Пример. Определить потери напора в рукавной линии диаметром 66 мм, длиной 260 м (13 рукавов), при расходе $Q = 5$ л/сек. Рукава прорезиненные.

По табл. 26 значение сопротивления s' одного прорезиненного рукава диаметром 66 мм равно

$$s' = 0,034.$$

Число рукавов по условию $n = 13$. Тогда

$$h = ns'Q^2 = 13 \cdot 0,034 \cdot 5 = 11,2 \text{ м.}$$

Пример. Автонасос работает вперекачку. Напор у автонасоса 6 атм. Диаметр рукавов 77 мм, рукава прорезиненные, длина рукавной линии 200 м. Определить расход воды.

Так как насос работает вперекачку, через бак другого автонасоса, то напор на конце рукавной линии можно принять равным нулю. Следовательно, в рукавной линии будет потеряно около $h = 60 - 0 = 60$ м напора.

Из формулы (82)

$$Q = \sqrt{\frac{h}{ns'}}$$

где

$$s' = 0,015 \text{ (см. табл. 26), } n = 10,$$

80

следовательно,

$$Q = \sqrt{\frac{h}{ns'}} = \sqrt{\frac{60}{10 \cdot 0,015}} \approx 20 \text{ л/сек, или } 1200 \text{ л/мин.}$$

Пример. Производительность насоса составляет 25 л/сек при напоре 90 м вод. ст. Требуется определить длину рукавной линии при работе вперекачку из насоса в насос, исходя из условия максимально возможного использования производительности и напора насоса. Рукава прорезиненные, диаметром 77 мм. Так как перекачка производится «из насоса в насос», рекомендуется перед вторым насосом иметь запас напора порядка 10 м.

Тогда на потери напора можно затратить

$$h = 90 - 10 = 80 \text{ м вод. ст.}$$

Для определения количества рукавов в рукавной линии воспользуемся формулой (82), из которой

$$n = \frac{h}{s'Q^2},$$

где s' из табл. 26 равняется

$$s' = 0,015.$$

Подставляя имеющиеся значения h , s' , Q , получим

$$n = \frac{h}{s'Q^2} = \frac{80}{0,015 \cdot 25^2} = 8,5 \approx 8 \text{ рукавов, или } 160 \text{ м.}$$

Чтобы увеличить расстояние между насосами, можно проложить две параллельные рукавные линии диаметром 77 мм. Тогда по каждой рукавной линии пойдет расход воды $\frac{25}{2} = 12,5 \text{ л/сек.}$

Отсюда количество рукавов получится равным:

$$n = \frac{h}{s'Q_1^2} = \frac{80}{0,015 \cdot 12,5^2} = 34 \text{ рукава, или } 680 \text{ м.}$$

3. НЕКОТОРЫЕ ПРАВИЛА ДЛЯ ПРИБЛИЖЕННОГО УСТНОГО ПОДСЧЕТА ПОТЕРЬ НАПОРА В РУКАВАХ

Первый способ:

а) потери напора в непрорезиненной рукавной линии диаметром 66 мм, длиной 100 м при расходе 5 л/сек составляют около 1 атм (10 м вод. ст.);

б) потери напора в такой же рукавной линии, но из прорезиненных рукавов можно считать в два раза меньшими, т. е. равными 0,5 атм (5 м вод. ст.);

в) потери напора в таких же рукавных линиях, как в случаях а и б, но диаметром 50 мм примерно в 3,5 раза больше, чем в первых двух, составляют:

для случая а — 3,5 атм (35 м);

для случая б — 1,7 атм (17 м);

г) потери напора в рукавных линиях диаметром 77 мм примерно в 2,5 раза меньше, чем в первых двух случаях и составляют:

для случая а — 0,4 атм (4 м);

для случая б — 0,2 атм (2 м);

д) при наличии другого расхода воды в эти данные вносятся поправка, равная отношению квадратов расходов.

Например, для случая в, при прорезиненных рукавах диаметром 50 мм, длиной 100 м, расходе воды 5 л/сек потери напора будут равны 17 м. Положим теперь, что расход воды составлял не 5, а 3 л/сек.

Тогда потери будут меньше и составят:

$$\frac{32}{52} 17 = 6,1 \text{ м.}$$

Возьмем другой пример. Положим, что в случае *a* расход воды был не 5, а 10 л/сек.

Тогда и потери напора будут больше и составят

$$\frac{10^2}{52} 10 = 40 \text{ м вод. ст.};$$

е) при других длинах рукавных линий потери напора пропорционально увеличиваются или уменьшаются.

Второй способ.

Несколько упростим табл. 26, округлив в ней данные сопротивлений (табл. 27).

Таблица 27

Округленные данные сопротивлений s' одного рукава длиной 20 м

Сорт рукавов	Номинальный диаметр в мм		
	50	66	77
Прорезиненные	0,15	0,035	0,015
Непрорезиненные (льняные) . .	0,30	0,077	0,03

Теперь можно довольно легко запомнить значения s' .

Значение сопротивления одного непрорезиненного рукава диаметром 50 мм равно $s' = 0,30$, а одного непрорезиненного рукава диаметром 77 мм в 10 раз меньше ($s' = 0,03$). Для тех же диаметров, но прорезиненных рукавов, сопротивления в два раза меньше и соответственно равны 0,15 и 0,015.

Теперь останется запомнить еще два сопротивления: $s' = 0,035$ для прорезиненных рукавов диаметром 66 мм и $s' = 0,077$ для непрорезиненных рукавов того же диаметра.

4. ПРИЧИНЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ПОТЕРИ НАПОРА В РУКАВАХ

В отличие от жестких трубопроводов мягкие рукава в зависимости от давления изменяются, хотя и незначительно, как в диаметре, так и по длине. Кроме того, шероховатость стенок рукавов, мало меняясь от времени, может изменяться под воздействием внутреннего давления. Для прорезиненных рукавов, например, изменение внутренней шероховатости зависит от толщины резиновой прокладки. Тонкая резиновая прокладка под давлением вдавливается во впадины ткани рукава, вследствие чего шероховатость стенок рукава несколько увеличивается. Отметим также, что при сравнительно небольшом давлении рукав имеет не круглое сечение, а приближающееся к эллипсообразной форме. Непрорезиненные рукава принимают круглое сечение только при давлении свыше 1 атм; ниже этого давления сечение рукава приближается к эллипсообразной форме.

Таким образом, при определении потерь напора в рукавах приходится считать с рядом переменных факторов, которые коротко рассматриваются ниже.

Увеличение диаметра и длины рукавов под влиянием внутреннего давления. В зависимости от давления непрорезиненные льняные рукава (бывшие в употреблении) изменяются в диаметре на 3—4%. Так, например, рукав с номинальным диаметром 66 мм ($2\frac{1}{2}$ ") при давлении 3 атм имеет внутрен-

ний диаметр около 68 мм, в то время как при давлении 7 атм внутренний диаметр рукава составляет около 70 мм.

В то же время рукава под воздействием внутреннего давления удлиняются. Для отечественных непрорезиненных льняных рукавов диаметром 66 мм при среднем давлении в 40 атм удлинение составляет около 1,5—2,0%.

Хлопчатобумажные рукава имеют большее удлинение, достигающее до 5 и даже до 10% первоначальной длины (в зависимости от качества ткани). Кроме того, вследствие удлинения рукавов под давлением рукавная линия вместо прямой принимает волнистую форму (змейку), что приводит к увеличению потерь напора на 5—6%.

Таким образом, с одной стороны, мы имеем уменьшение потерь напора вследствие увеличения диаметра и, с другой стороны, увеличение потерь напора из-за удлинения рукавной линии. Произведенные исследования показали, что эти изменения в потерях напора уравниваются между собой, и поэтому практически их можно не учитывать [6].

Влияние сужений проходных сечений в рукавных гайках. Применяющиеся у нас рукавные гайки несколько сужают проходное сечение рукавной линии. Так, в рукавах диаметром 66 мм отношение площади сужения к площади сечения рукава составляет около 0,75 и, следовательно, площадь проходного сечения рукава уменьшается примерно на 25%. Это приводит к увеличению потерь напора в рукавных линиях примерно на 3%. Так как по отношению к потерям по всей рукавной линии эти потери невелики, то их обычно не учитывают, а относят к общим потерям напора в рукавах.

Коэффициент λ трения для рукавов. Гидравлические исследования рукавов, проведенные ЦНИИПО и Одесским институтом инженеров гражданского и коммунального строительства, показывают, что коэффициент трения изменяется в зависимости от материала, качества изготовления рукавов и внутренней шероховатости стенок от 0,0665 до 0,017 (при Re от 60 000 до 40 000 и при условной относительной гладкости $\frac{r_e}{\Delta}$ от 20 до 800).

Для непрорезиненных рукавов на основании некоторых опытных данных по отечественным рукавам коэффициент трения λ для Re от 60 000 до 40 000 может быть представлен в виде формулы

$$\lambda = \frac{0,25}{\text{Re}^{0,115}} \quad (83)$$

Для прорезиненных рукавов при Re от 200 000 до 400 000

$$\lambda = \frac{0,091}{\text{Re}^{0,115}} \quad (84)$$

Другие формулы для определения потерь напора в рукавах

Из других формул для определения потерь напора в рукавах могут быть приведены следующие:

Формула Ясюковича:

$$i = m \frac{Q^{1,9}}{D^{5,25}}, \quad (85)$$

где: i — потери напора на единицу длины рукава;

Q — расход воды в л/мин;

D — диаметр в мм;

m — коэффициент, принимаемый:

а) для пеньковых прорезиненных рукавов $m = 5000$;

б) для прорезиненных рукавов $m = 3000$.

Примерно аналогичная формула Стюарда и Ллойда (Англия) для непрорезиненных льяных рукавов диаметром $2\frac{1}{2}''$ имеет вид

$$P = \frac{Q^{1.85}}{5d^{4.85}}, \quad (86)$$

где: P — потери давления на 100 футов длины (1 фут — 0,3048 м) в фунтах на квадратный дюйм (1 фунт на 1 дюйм в квадрате равен 0,0635 кг/см²);

Q — расход воды в галлонах в минуту;

d — внутренний диаметр рукава в дюймах.

Для практического применения в Англии известна формула Боумана

$$H = \frac{flv^2}{d2g}, \quad (87)$$

где: H — потери напора в футах высоты вод. ст.;

f — фактор трения;

v — скорость в футах в секунду;

d — диаметр рукава в футах;

l — длина рукавной линии в футах.

Значение фактора трения f указывается Боуманом для непрорезиненных рукавов диаметром $2\frac{1}{2}''$, при скорости движения воды 10 футов в секунду (3,05 м/сек), равным $f = 0,037$, для прорезиненных рукавов того же диаметра и при той же скорости $f = 0,022$.

Известна также формула Фримана аналогичного вида

$$h = a \frac{Q^2 l}{D^5}, \quad (88)$$

Нетрудно видеть, что эти формулы не представляют собой ничего нового и известны в виде

$$H = \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2g} l.$$

5. ПОТЕРИ НАПОРА ВО ВСАСЫВАЮЩИХ РУКАВАХ

Потери напора во всасывающих (спиральных) прорезиненных рукавах так же могут определяться по формуле

$$h = \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2g} l.$$

Потери напора во всасывающих рукавах приводятся в табл. 28 (по данным ЦНИИПО).

Значения λ , по данным канд. техн. наук Ф. Н. Хальфина, (1947 г.) могут быть определены по формуле

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg (\operatorname{Re} \sqrt{\lambda}) - 0,8. \quad (89)$$

Пример. Определить потери напора во всасывающей рукавной линии диаметром 100 мм и длиной 8 м при расходе $Q = 25$ л/сек.

По табл. 28 потери напора на 10 м при расходе 24 л/сек составляют 0,64 м, при расходе 26 л/сек — 0,74 м. Следовательно, при расходе 25 л/сек потери напора на 10 м составят $0,64 + 0,05 = 0,69$ м.

Таблица 28

Расход Q в л/сек	Рукава $d = 100$ мм (4")		Рукава $d = 77$ мм (3")		Рукава $d = 66$ мм (2 1/2")	
	v в м/сек	потери на- пора на 10 м дли- ны в м	v в м/сек	потери на- пора на 10 м дли- ны в м	v в м/сек	потери на- пора на 10 м дли- ны в м
2,0	0,24	0,01	0,45	0,03	0,62	0,07
4,0	0,48	0,025	0,89	0,11	1,25	0,25
6,0	0,73	0,05	1,34	0,23	1,87	0,51
8,0	0,97	0,09	1,79	0,38	2,49	0,85
10,0	1,21	0,13	2,24	0,58	3,12	1,28
12,0	1,43	0,18	2,68	0,80	3,74	1,78
14,0	1,69	0,24	3,13	1,06	—	—
16,0	1,94	0,31	3,58	1,35	—	—
18,0	2,18	0,38	—	—	—	—
20,0	2,42	0,46	—	—	—	—
22,0	2,66	0,55	—	—	—	—
24,0	2,91	0,64	—	—	—	—
26,0	3,15	0,74	—	—	—	—
28,0	3,39	0,84	—	—	—	—
30,0	3,63	0,95	—	—	—	—
32,0	3,88	1,08	—	—	—	—

Так как по условию длина рукавной линии составляет 8 м, то потери напора в заданной рукавной линии составят

$$0,69 \frac{8}{10} = 0,55 \text{ м.}$$

В 1951 г. гидравлические исследования по определению потерь напора в резиновых рукавах были проведены канд. техн. наук В. Ф. Тольцманом (институт ВОДГЕО). Для гидравлического расчета армированных резиновых рукавов (спираль омывается водой внутри рукава) им предложена формула

$$i = 807 \frac{Q^2}{d^{4,83}}, \quad (90)$$

где: d — условный диаметр рукава в мм;
 Q — расход воды в л/мин.

Для гладких резиновых рукавов (без спирали) формула имеет вид

$$i = 336 \frac{Q^{1,73}}{d^{4,83}}. \quad (91)$$

Для гладких армированных рукавов диаметром 100 мм (со спиралью внутри стенки рукавов) приводится формула

$$i = 0,0002 Q^{1,81} \cdot 10^{0,163p}, \quad (92)$$

где: Q — расход воды в л/сек;
 p — среднее давление в атм.

Эта формула учитывает изменение потерь напора в зависимости от внутреннего давления, так как с повышением давления стенки рукава вдавливаются между витками спирали, это увеличивает высоту выступов внутри рукава, что и приводит к увеличению потерь.

Значения коэффициента трения λ для армированных рукавов (со спиралью, омываемой водой), по данным института ВОДГЕО, составляют:

Условный диаметр рукава	25 мм	$\lambda = 0,055$
"	32	$\lambda = 0,060$
"	38	$\lambda = 0,080$
"	50	$\lambda = 0,090$
"	65	$\lambda = 0,095$

Для гладких армированных рукавов диаметром 100 мм λ изменяется в пределах от 0,02 до 0,05 (при внутренних давлениях от 1,5 до 3,5 атм и Re от 100 000 до 300 000).

Для гладких неармированных рукавов коэффициент трения вычисляется по формуле

$$\lambda = \frac{0,44}{\text{Re}^{0,265}} \quad (93)$$

Из сопоставления этих данных видно, что величина коэффициента трения λ для всасывающих армированных рукавов со спиралью, заключенной внутри стенки рукава, примерно в два раза меньше, чем во всасывающих армированных рукавах со спиралью, омываемой водой. Это особенно важно для всасывающих пожарных рукавов, работающих при значительных скоростях движения воды. Поэтому в качестве всасывающих пожарных рукавов применяют гладкие армированные рукава, т. е. рукава со спиралью, заключенной внутри стенок рукава.

В табл. 29 приводятся удельные сопротивления A для всасывающих рукавов, для расходов воды в м³/час.

Таблица 29

Условный диаметр рукавов в мм	Всасывающие армированные рукава со спиралью, омываемой водой. Расчетная формула $H = A l Q^2$	Гладкие резиновые неармированные рукава (шланги) $H = A l Q^{1,735}$	Гладкие армированные пожарные рукава (со спиралью внутри стенки рукава) $H = A l Q^2$
25	0,807	0,97	—
32	0,232	0,312	—
38	0,101	0,108	—
50	0,0204	0,0328	—
66	0,00905	0,00873	—
100	—	—	0,000148

ГЛАВА VI

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ НАСАДКОВ (СПРЫСКОВ)

Сначала рассмотрим истечение воды из круглого отверстия в стенке резервуара (рис. 41) при слое ее H .

Напишем уравнение Бернулли для сечения $0-0$ и $I-I$ относительно плоскости, проходящей через центр отверстия,

$$\frac{p_0}{\gamma} + H + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \zeta \frac{v^2}{2g},$$

где ζ — коэффициент сопротивления (для данного случая $\zeta = 0,06$).

Вследствие больших размеров поверхности жидкости на уровне $0-0$ величиной $\frac{v_0^2}{2g}$ можно пренебречь.

Таким образом, получим

$$H = \frac{v^2}{2g} + \zeta \frac{v^2}{2g}$$

или

$$H = \frac{v^2}{2g} (1 + \zeta),$$

откуда

$$v = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} \sqrt{2gH}.$$

Величина $\frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} = \varphi$ называется коэффициентом скорости.

Введя вместо $\frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}}$ коэффициент скорости φ , получим

$$v = \varphi \sqrt{2gH}. \quad (94)$$

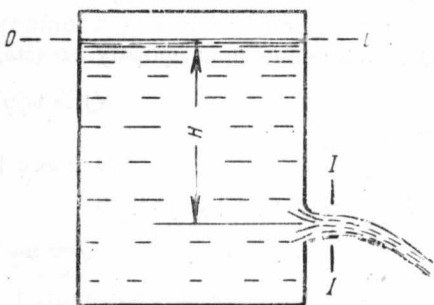


Рис. 41.

При истечении жидкости из отверстия на некотором расстоянии от него (у круглых отверстий сравнительно небольшого диаметра — до 100 мм — на расстоянии, составляющем 0,5 d отверстия) наблюдается сжатие сечения струи, площадь которого меньше, чем площадь отверстия. Так, для круглых отверстий диаметр сжатого сечения струи может составлять 0,8 от диаметра отверстия. Следовательно, в этом случае площадь сжатия сечения составляет 64% от площади отверстия.

Обозначим площадь сжатого сечения через ω_c и введем соотношение

$$\frac{\omega_c}{\omega} = \varepsilon, \quad (95)$$

называемое коэффициентом сжатия.

Для определения расхода жидкости, вытекающей из отверстия, воспользуемся формулой (19)

$$Q = \omega v_{cp}.$$

Подставив вместо ω площадь сжатого сечения ω_c , и вместо v_{cp} значение v из формулы (92), получим

$$Q = \omega_c \varphi \sqrt{2gH}$$

или

$$Q = \omega \varepsilon \varphi \sqrt{2gH}.$$

Обозначив $\varepsilon \varphi = \mu$, получим

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (96)$$

где коэффициент μ называется коэффициентом расхода. Этот коэффициент имеет разные значения в зависимости от вида отверстия.

Так, для пожарных насадков (спрысков) коэффициент μ составляет около 0,98.

По данным проф. Сурина, коэффициент расхода μ в зависимости от диаметра насадка изменяется, как показано в табл. 30.

Таблица 30

Диаметр насадка, d	$\frac{3}{4}''$ (19 мм)	$\frac{7}{8}''$ (22 мм)	1" (25 мм)	$1\frac{1}{8}''$ (28,5 мм)	$1\frac{1}{4}''$ (32 мм)	$1\frac{3}{8}''$ (35 мм)
Коэффициент расхода μ	0,983	0,982	0,976	0,972	0,971	0,959

По данным Фримана, для насадков диаметром от $1\frac{3}{4}''$ до $2\frac{1}{2}''$ $\mu = 0,995$, что связано с профилем насадка.

Для совместного решения задач по рукавным линиям и пожарным стволам целесообразно формулу (96) упростить.

Из формулы (96) следует

$$H = \frac{Q^2}{\mu^2 \omega^2 2g}.$$

Заменяя

$$\frac{1}{\mu^2 \omega^2 2g} = s,$$

получим

$$H = sQ^2.$$

Для определения расхода из насадка заданного диаметра d формулу (96) можно представить в следующем виде:

$$Q = p \sqrt{H}, \quad (97)$$

где: $p = \mu \omega \sqrt{2g}$ — проводимость данного насадка;

H — напор у насадка.

Значения сопротивлений s и проводимостей p приведены в табл. 31.

Таблица 31

Значения сопротивлений s и проводимостей p насадков при $\mu = 1,0$.

Расчетные формулы: $H = sQ^2$; $Q = p \sqrt{H}$,

где: H — напор у насадка в м вод. ст.;

Q — расход воды в л/сек.

Диаметр насадка d в мм	s	p	Диаметр насадка d в мм	s	p
10	8,26	0,348	27	0,156	2,54
11	5,64	0,421	28	0,134	2,73
12	3,98	0,501	29	0,117	2,93
13	2,89	0,588	30	0,102	3,13
14	2,40	0,682	31	0,088	3,37
15	1,63	0,783	32	0,079	3,56
16	1,26	0,891	33	0,070	3,80
17	0,99	1,01	34	0,062	4,02
18	0,787	1,13	35	0,055	4,26
19	0,634	1,26	36	0,049	4,51
20	0,516	1,39	38	0,040	5,02
21	0,425	1,53	40	0,032	5,57
22	0,353	1,68	42	0,026	6,14
23	0,295	1,84	44	0,022	6,74
24	0,249	2,00	46	0,018	7,35
25	0,212	2,17	48	0,016	8,02
26	0,181	2,35	50	0,0132	8,70

В табл. 32 приведены расходы воды из насадков в зависимости от их диаметра и напора при коэффициенте расхода $\mu = 1,0$.

Расходы из насадков в л/сек

Напор у на- садка в м	Диаметр насадков в мм														
	12	13	15	16	18	19	20	22	25	28	30	32	38	44	50
20	2,2	2,6	3,5	3,9	5,0	5,5	6,2	7,5	9,7	12,2	14,0	15,9	22,4	30,1	38,8
25	2,5	2,9	3,9	4,4	5,6	6,2	6,8	8,4	10,8	13,7	15,6	17,8	25,0	33,7	43,5
30	2,7	3,2	4,3	4,8	6,2	6,8	7,6	9,2	11,8	14,9	17,0	19,5	27,5	36,9	47,6
35	3,0	3,4	4,6	5,2	6,7	7,3	8,2	9,9	12,8	16,2	18,4	21,1	29,7	39,9	51,5
40	3,2	3,7	4,9	5,5	7,1	7,9	8,8	10,6	13,6	17,3	19,7	22,5	31,7	42,6	55,0
45	3,4	3,9	5,2	5,9	7,6	8,3	9,3	11,3	14,5	18,3	20,9	23,9	33,6	45,1	58,7
50	3,5	4,1	5,5	6,2	8,0	8,8	9,8	11,8	15,3	19,3	22,0	25,1	35,5	47,6	61,5
55	3,7	4,3	5,8	6,5	8,4	9,2	10,3	12,4	16,0	20,2	23,1	26,4	37,2	50,0	64,5
60	3,9	4,5	6,1	6,8	8,7	9,8	10,7	13,0	16,7	21,2	24,1	27,6	38,9	52,2	67,4
65	4,0	4,7	6,3	7,1	9,1	10,0	11,1	13,5	17,4	22,0	25,1	28,7	40,5	54,3	70,1
70	4,2	4,9	6,5	7,3	9,4	10,4	11,6	14,0	18,1	22,8	26,1	29,8	42,0	56,4	72,7
75	4,3	5,1	6,8	7,6	9,8	10,7	12,0	14,5	18,7	23,6	27,1	30,8	43,4	58,3	75,3
80	4,5	5,3	7,0	7,9	10,1	11,1	12,4	15,0	19,3	24,4	28,0	31,8	44,9	60,2	77,7
85	4,6	5,4	7,2	8,2	10,4	11,5	12,8	15,5	20,0	25,2	28,7	32,8	46,3	62,1	80,2
90	4,7	5,5	7,4	8,4	10,7	11,8	13,2	16,0	20,6	25,9	29,3	33,8	47,6	63,9	82,6
95	4,9	5,7	7,6	8,6	11,0	12,2	13,5	16,4	21,1	26,6	30,5	34,7	49,0	65,7	84,8
100	5,0	5,8	7,8	8,8	11,3	12,5	13,9	16,7	21,6	27,3	31,3	35,6	50,2	67,4	87,0

Приведем также (по данным ЦНИИПО) характеристики
спринклеров и дренчеров (табл. 33).

Таблица 33

Расчетные формулы

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}; \quad Q = \sqrt{\frac{H}{S}}; \quad Q = p \sqrt{H},$$

где: Q — в л/сек,

H — в м.

Наименование	Коэффициент расхода μ , отнесенный к пьезометрическому напору H у угольника	Коэффициент расхода μ , отнесенный к полному напору в сечении у входного штуцера спринклера	Сопротивление S , отнесенное к угольнику	Проводимость p , отнесенная к угольнику
Спринклер с металлическим замком, диаметр отверстия 12,7 мм	0,73	0,75	5,95	0,41
Дренчеры лопаточного и розеточного типов, диаметр отверстия 10 мм	0,68	0,68	17,24	0,24
То же, диаметр 7 мм	0,66	0,67	82,6	0,11
Спринклер СП-52 (нового типа), диаметр отверстия 11,5 мм	0,96	0,97	5,92	0,41

Пример. Определить расход воды из спринклера диаметром 12,7 мм при напоре 10 м вод. ст.

По формуле

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH},$$

где μ по табл. 33 примем равным 0,75; $Q = 0,75 \cdot 0,785 \cdot 0,0127^2 \sqrt{19,62 \cdot 10} = 0,00133 \text{ м}^3/\text{сек}$, или $\sim 1,3 \text{ л/сек}$.

По формуле (97), имеющей вид

$$Q = p \sqrt{H},$$

где $p = 0,41$ (табл. 33), получим

$$Q = 0,41 \sqrt{10} = 1,3 \text{ л/сек}.$$

ГЛАВА VII

ПОЖАРНЫЕ ВОДЯНЫЕ СТРУИ

Водяные струи довольно широко применяют в различных отраслях народного хозяйства. Их используют для целей пожаротушения, производства земляных работ (посредством размыва грунта гидромониторами), на торфоразработках, для охлаждения воды в циркуляционных производственных водопроводах, кондиционирования воздуха (увлажнения), осаждения пылеобразных частиц в заводских установках, дождевания, при устройстве фонтанов и т. д.

В данном разделе рассматриваются водяные струи только в связи с применением их для пожаротушения.

Водяные струи могут быть подразделены на:

- а) сплошные, получаемые от обычных ручных и лафетных пожарных стволов;
- б) распыленные, образуемые от специальных насадков, называемых водораспылителями или просто распылителями.

При тушении пожаров используют в основном сплошные водяные струи.

Следует отметить, что такие струи, названные сплошными, в действительности, в полном смысле этого слова, имеют место только при напоре не более 2—3 м вод. ст. При больших напорах, обычно применяемых для целей пожаротушения, в струе можно выделить две ее части, а именно — сплошную, или компактную (в которой вода движется в виде более или менее сплошного потока), и раздробленную, в которой происходит движение отдельных капель воды.

1. СПЛОШНЫЕ ВОДЯНЫЕ СТРУИ

На рис. 42 показан общий вид струи, полученной из лафетного ствола с насадком диаметром 44 мм при напоре у насадка 60 м вод. ст. Как видно из рисунка, водяная струя на некотором расстоянии от насадка начинает довольно быстро разрушаться и вода на землю выпадает уже в виде отдельных крупных капель, покрывая при этом сравнительно

большую площадь. Разрушение струи происходит от сопротивления воздуха и от волновых движений в ней, что и нарушает целостность струи. Чем дальше струя от насадка, тем большую площадь сечения она имеет, а скорость движения отдельных капель в струе понижается. Это объясняется тем, что отдельные струйки, а затем капли имеют большую поверхность соприкосновения с воздухом, чем цельная струя воды. На этом основании введено понятие компактной и раздробленной части сплошной струи.

Само понятие компактной части струи является относительным, так как резкой грани между нею и раздробленной частью струи не существует.



Рис. 42. Водяная струя из насадка диаметром 44 мм.

Обычно применяют следующее определение компактной части струи, впервые сформулированное Фриманом. Компактной (хорошей) частью струи является струя, которая:

1) не теряет еще своей сплошности, и не превращается целиком в «дождь» капель;

2) несет еще девять десятых всего количества воды в круге диаметром 38 см и три четверти воды в круге диаметром 25 см;

3) не разрушается при «свежем» (слабом) ветре;

4) в безветренных условиях может быть подана в помещение через окно, при этом она обладает достаточной еще силой для орошения стен и потолка.

Как видно из сказанного выше, это определение является условным (в особенности, третий и четвертый пункты) и основано на практических соображениях применения струй для пожаротушения.

Приведенное определение компактной части струи дано для струй, получаемых из насадков диаметром 25—38 мм ($1-1\frac{1}{2}$ ").

Для лафетных струй при насадках от 28 до 50 мм, а в некоторых случаях и 65 мм требования в определении компакт-

ной части струи могут быть изменены. Так, например, при испытании лафетных струй в Бостоне (США) в 1930 г. за компактную часть струи принималась та ее часть, которая несет еще основную массу воды в круге диаметром не более 1,25 м. Подобные изменения в определении компактности струй также связаны с условиями практического применения лафетных струй на пожарах, так как лафетные струи применяют, как правило, на больших пожарах (например, на пожарах лесобирж). Кроме того, чем больше диаметр насадка, тем большая часть струи будет эффективной при пожаротушении.



Рис. 43. Водяная струя из насадка диаметром 19 мм.

На рис. 43 приведена фотография водяной струи, полученной от ручного ствола с насадком диаметром 19 мм, при напоре у спрыска 5,8 ати и слабом ветре со скоростью около 2 м/сек. На фотографии видна только часть струи, конца ее не видно вследствие того, что капли, на которые разбивается струя на последнем участке, уносятся ветром.

Понятие компактной части струи дает возможность оценки качества струй, получаемых от того или иного водяного ствола, так как большая длина компактной части струи и, следовательно, большая длина всей струи (т. е. с раздробленной ее частью) имеют место при наиболее совершенных с гидравлической точки зрения водяном стволе и насадке.

При практическом применении струй пользуются понятием радиуса действия компактной части струи R_k (рис. 44), представляющего собой расстояние от насадка до окончания компактной части струи.

Влияние на качество струй формы насадка и условий подвода к нему воды. На качество струй, помимо указанных выше факторов — сопротивле-

ния воздуха и наличия волновых движений, общих для всех случаев подачи струй, — оказывает влияние и ряд других факторов.

Основными из них являются: форма и качество изготовления насадка и ствола и условия подвода воды к последнему.

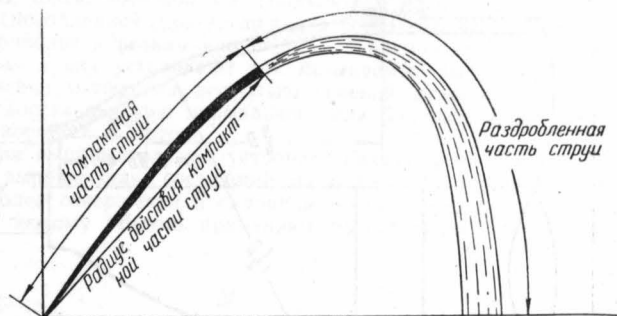


Рис. 44.

Наиболее типичная форма насадков, дающих достаточно хорошее качество струй, показана на рис. 45. Угол конусности конической части насадка составляет от 8 до 15°, или соответственно угол α наклона стенки конической части насадка находится в пределах от 4 до 7° (половина общего угла конусности). Коническая часть насадка заканчивается обычно цилиндрической частью, длина которой для небольших насадков составляет около 1 диаметра, а для больших насадков — около $\frac{2}{3}$ — $\frac{3}{4}$ диаметра выходного сечения насадка. На конце цилиндрической части насадка обычно делается выемка «в четверть» для защиты выходной кромки насадка от повреждений, так как наличие заусенцев, неровностей на выходной кромке насадка значительно понижает качество получаемых струй.

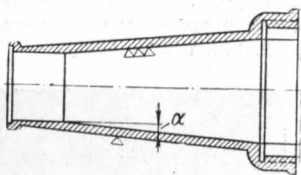


Рис. 45. Типичная форма конического насадка.

Коническая часть насадка предназначена для того, чтобы с наименьшими потерями энергии и нарушениями в распределении скоростей преобразовать давление $\frac{P}{\gamma}$ в скоростной напор $\frac{v^2}{2g}$.

Действительно, при истечении воды из насадка в атмосферу давление, которое имеет место при движении воды в рукавной линии, должно быть превращено в скоростной напор $\frac{v^2}{2g}$. Для того чтобы это превращение произошло с наименьшими потерями напора, и требуется наличие переходной конической части в насадке. Угол конусности конической части насадка был найден опытным путем, на основе испытаний различных конструкций насадков.

Цилиндрическая часть насадка служит для уменьшения образующегося сжатия сечения струи при выходе ее из насадка.

Выполнение указанных выше конструктивных соображений и требований к качеству обработки внутренней поверхности насадков позволяет получить высокий коэффициент расхода насадков, достигающего $\mu = 0,98 \div 0,99$.

На рис. 46 приведен профиль насадка, рекомендованный Институтом гидравлических исследований в штате Айова (США) на основе испытаний 1944 г., для которого коэффициент расхода имеет значения $\mu = 0,805 \div 0,825$.

Каких-либо особых преимуществ этот насадок не имеет.

Обработка внутренней поверхности насадка (причем наиболее желательна полировка) оказывает большое влияние на качество струи. С целью сохранения хорошего качества внутренней поверхности насадки следует изго-

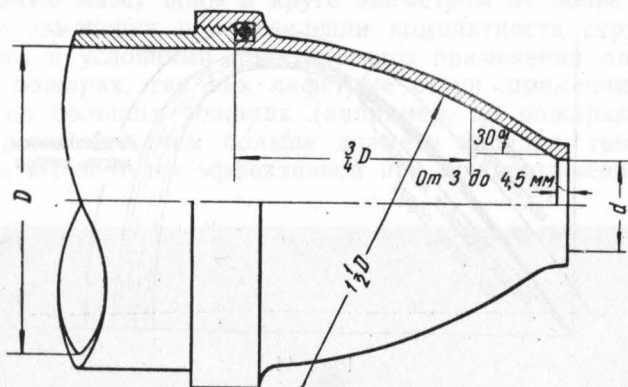


Рис. 46. Насадок, рекомендованный Институтом гидравлических исследований в штате Айова (США) на основе испытаний 1944 г.

товлять из цветных (бронзы, латуни, алюминиевых сплавов) или из черных металлов с соответствующей антикоррозийной обработкой и содержать их всегда в хорошем состоянии, слегка протертыми маслом, очищенными от загрязнений и пр.

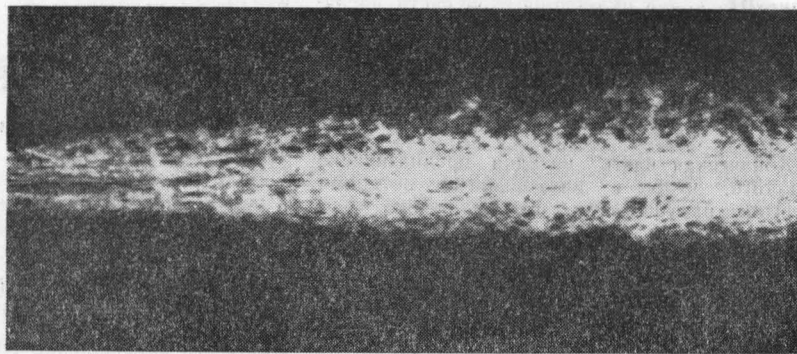


Рис. 47. Скоростной снимок турбулентной струи с экспозицией 1 : 20 000 сек.

Также существенно влияют на качество струй условия подхода воды к насадке. На рис. 47 показана часть струи, снятая скоростной фотографией с экспозицией 1 : 20 000 сек. На фотографии видно, что в струе имеют место бесчисленные вихри. Причиной их возникновения в значительной мере являются турбулентные вихри, образующиеся в подводящем трубопроводе, коленях лафетных стволов и т. д. Из экспериментальных (опытных) гидравлических работ известно, что для восстановления нормального распределения скоростей в потоке после какого-либо местного сопротивления необхо-

димо устраивать прямой участок трубы длиной примерно 40 диаметров трубы. При получении струй от ручных стволов, присоединяемых к рукавным линиям, особых нарушений в распределении скоростей в рукавной линии не происходит, так как обычно рукава укладываются прямолинейно или со слабыми изгибами, для чего ручные стволы делают сравнительно небольшой длины, около 400—600 мм. Наоборот, в лафетных стволах наличие колен в приспособлениях для вращения в горизонтальной и вертикальной плоскостях приводит к резким нарушениям в распределении скоростей по потоку. Поэтому в них устраивают так называемые выпрямители, разбивающие общее сечение потока на несколько сечений меньших площадей, что способствует восстановлению нормального или близкого к нормальному распределения скоростей в потоке.

Сечения выпрямительных устройств показаны на рис. 48. На рис. 48, а приведен выпрямитель, состоящий из отдельных трубочек. Этот выпрямитель наиболее совершенен в гидравлическом отношении, но сложен в изготовлении, поэтому обычно применяют выпрямители типа, показанного на рис. 48, б.

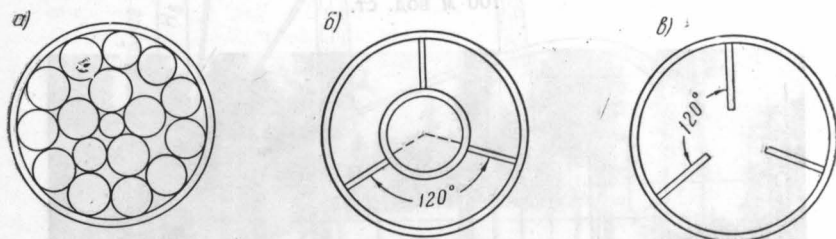


Рис. 48. Сечения выпрямителей.

В случае использования значительно загрязненной воды (например, с щепками и пр.), которая может засорить выпрямитель, последний устраивают по типу, показанному на рис. 48, в, но эти выпрямители дают худшие результаты.

Выпрямители эффективно работают только при надлежащей их длине. Так, длина выпрямителя, показанного на рис. 48, б должна составлять примерно десять диаметров внутренней (концентрической) трубки. При этом все секции, на которые разбивается поток, должны иметь одинаковые площади.

Чтобы сам выпрямитель не оказывал сопротивления движению воды, необходимо его поверхности делать гладкими, без заусенцев; концы выпрямителя должны быть заострены «под нож», в особенности конец, расположенный ближе к насадке (спрыску).

Влияние напора и диаметра насадка на дальность боя струй и компактность. При одном и том же напоре дальность боя струй и, следовательно, их компактность части с увеличением диаметра насадка увеличивается. Это можно наглядно видеть на дальности боя струй, получаемых из ручных и лафетных стволов. При одном и том же напоре дальность боя струй от ручных стволов значительно меньше, чем от лафетных стволов, имеющих больший диаметр насадков. У ручных стволов диаметры насадков составляют обычно от 12 до 25 мм, у лафетных стволов — от 28 до 50 мм.

С увеличением напора дальность боя струй также увеличивается. Однако это увеличение имеет место до определенного предела. При напорах около 10 атм и выше заметного увеличения дальности боя струй не происходит. При этом компактность струй ухудшается, и кроме того, почти у самого выхода из насадка от струй начинает отделяться водяная пыль. Для иллюстрации этого на рис. 49, 50, 51 показаны водяные струи, полученные от лафетного ствола при выходном диаметре насадка 38 мм, угле наклона ствола 15° и напорах 100, 150 и 200 м вод. ст.

Фотографии струй даны в одном и том же масштабе, поэтому можно видеть, что в этих пределах существенного прироста дальности боя струй при увеличении напора не происходит.



Рис. 49. Струя из лафетного ствола с насадком 38 мм при напоре 100 м вод. ст.

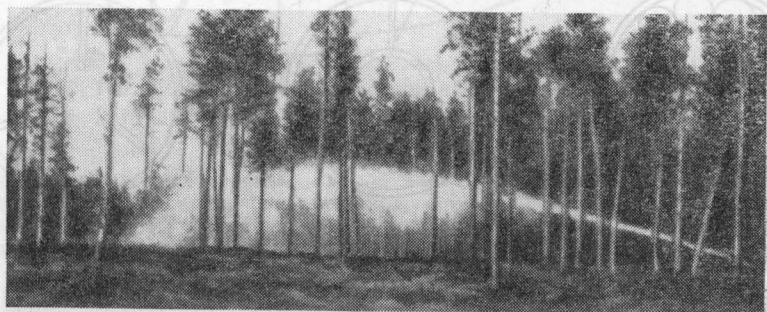


Рис. 50. Струя из лафетного ствола с насадком 38 мм при напоре 150 м вод. ст.

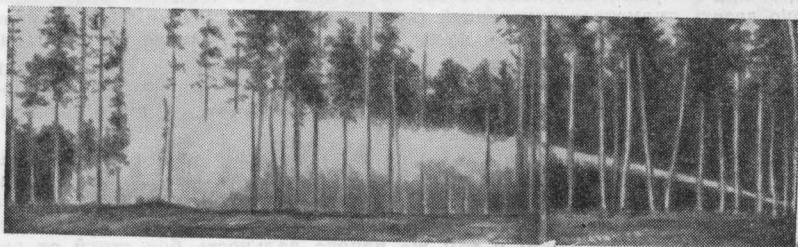


Рис. 51. Струя из лафетного ствола с насадком 38 мм при напоре 200 м вод. ст.

Из фотографий также видно, что струи с увеличением напора свыше 100 м вод. ст. начинают распыливаться, вследствие чего их компактность ухудшается. Таким образом, увеличение напора свыше 100 м вод. ст. для пожарных струй нецелесообразно.

Для лафетных струй обычно рекомендуется напор от 50 до 70 м вод. ст., так как, начиная с 70 м, прирост дальности боя струи и их компактной части начинает заметно уменьшаться.

По данным канд. техн. наук С. П. Казакова, при напорах $H = 14 \sqrt{d}$ (где H — в м, d — в мм) струи по дальности полета или высоте боя достигают своего максимального значения, и с дальнейшим увеличением напора существенного прироста дальности не происходит.

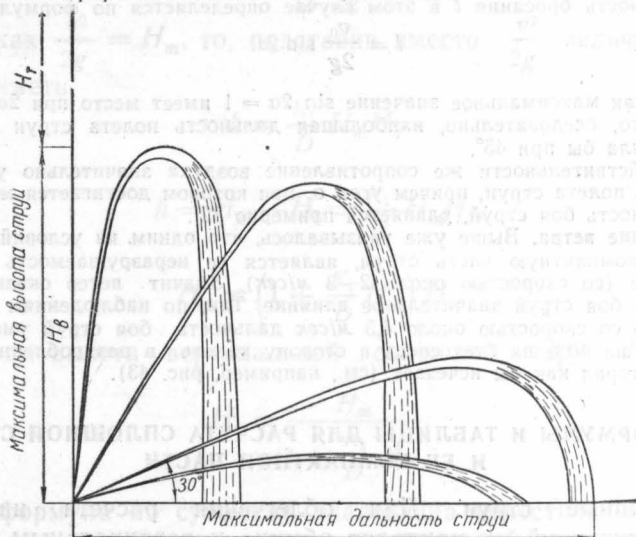


Рис. 52. Дальность боя струй при различных углах наклона.

Из этой зависимости видно, что $\frac{H}{\sqrt{d}} = \text{const} = 14$, причем в работе, проведенной ВИСХОМ совместно с ЦНИИПО, установлено, что это соответствует частоте колебаний в струе, равной 380 гц, независимо от диаметра насадки.

Влияние угла наклона на высоту и дальность боя струй. На высоту и дальность боя водяных струй влияет также угол наклона ствола. Наибольшая высота струй достигается при вертикальном или близком к нему положении ствола. Наибольшая дальность боя струи, как это установлено опытным порядком, получается при угле наклона ствола примерно $30-32^\circ$.

При большем или меньшем угле наклона дальность боя струй уменьшается (рис. 52).

Если бы сопротивление воздуха отсутствовало, то движение струи следовало бы закону движения брошенного тела, по которому каждая частица описала бы параболу (рис. 53) с ординатами (высотами) по формуле

$$y = x \operatorname{tg} \alpha - \frac{gx^2}{2v_0^2} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha),$$

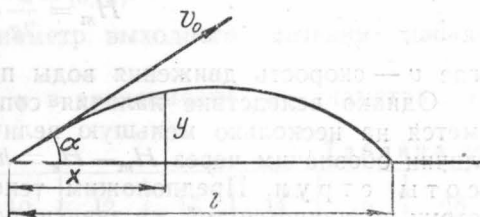


Рис. 53.

где: x — абсциссы (в данном случае расстояние от точки вылета до точки, для которой определяется высота);

α — угол наклона ствола;

v_0 — начальная скорость (в точке вылета).

Дальность бросания l в этом случае определяется по формуле

$$l = \frac{v_0^2}{2g} \sin 2\alpha.$$

Так как максимальное значение $\sin 2\alpha = 1$ имеет место при $2\alpha = 90^\circ$ или $\alpha = 45^\circ$, то, следовательно, наибольшая дальность полета струи в данном случае была бы при 45° .

В действительности же сопротивление воздуха значительно уменьшает дальность полета струи, причем угол α , при котором достигается максимальная дальность боя струй, равняется примерно 32° .

Влияние ветра. Выше уже указывалось, что одним из условий, определяющих компактную часть струи, является ее неразрушаемость при слабом ветре (со скоростью около 2—3 м/сек). Значит ветер оказывает на дальность боя струй значительное влияние. Так, по наблюдениям Фримана, при ветре со скоростью около 4,5 м/сек дальность боя струй уменьшается примерно на 40% за счет сноса в сторону капель в раздробленной части струи, которая как бы исчезает (см., например, рис. 43).

2. ФОРМУЛЫ И ТАБЛИЦЫ ДЛЯ РАСЧЕТА СПЛОШНОЙ СТРУИ И ЕЕ КОМПАКТНОЙ ЧАСТИ

Сплошные струи. Для облегчения расчета наклонных сплошных струй их приводят обычно к вертикальным сплошным струям.

Вывод формулы¹ для расчета вертикальных сплошных струй получен, исходя из следующих предположений.

Если бы водяная струя не встречала при выходе из насадка сопротивлений воздуха и если бы отсутствовали сопротивления при выходе из насадка, вертикальная струя подавалась бы на высоту H_m (см. рис. 52), равную

$$H_m = \frac{v^2}{2g},$$

где v — скорость движения воды при выходе из насадка.

Однако вследствие наличия сопротивлений струя поднимется на несколько меньшую величину H_g . Разность этих величин обозначим через $H_m - H_g = h$ и назовем потерей высоты струи. Предположим теперь, что потеря высоты струи подчиняется той же зависимости, что и потери напора в трубах, которые могут быть определены по формуле (55)

$$h_l = \frac{\lambda}{D} \frac{v^2}{2g} l.$$

Применительно к этой формуле вместо λ примем коэффициент K_1 , вместо l — высоту вертикальной сплошной струи H_g .

¹ Предложен проф. В. Г. Лобачевым (Научно-технический бюллетень № 1, ЦНИИПО, 1940 г.).

Тогда получим

$$h = \frac{K_1}{D} \frac{v^2}{2g} H_s.$$

Так как $\frac{v^2}{2g} = H_m$, то, подставив вместо $\frac{v^2}{2g}$ величину H_m , будем иметь

$$h = \frac{K_1}{D} H_m H_s$$

или

$$h = H_m - H_s = \frac{K_1}{D} H_m H_s,$$

откуда

$$H_m = \left(1 + \frac{K_1}{D} H_m\right) H_s.$$

Отсюда высота вертикальной сплошной струи H_s будет равна

$$H_s = \frac{H_m}{1 + \frac{K_1}{D} H_m}. \quad (98)$$

Эта формула по существу аналогична известной формуле Люгера для определения высоты вертикальной сплошной струи, имеющей вид

$$H_s = \frac{H}{1 + \varphi H}, \quad (99)$$

где: H — напор у насадка в м;

H_s — высота сплошной вертикальной струи в м;

φ — коэффициент, определяемый по формуле

$$\varphi = \frac{0,25}{d + (0,1d)^3}, \quad (100)$$

где в свою очередь d — диаметр выходного сечения насадка в мм.

Значения коэффициента φ в зависимости от диаметра насадка даны в табл. 34.

Таблица 34

Диаметр насадка в мм . . .	10	12	13	14	16	18
Значения φ	0,023	0,018	0,016	0,015	0,012	0,010

Продолжение

Диаметр насадка в мм . . .	19	20	22	25	28	30	35
Значения φ	0,010	0,009	0,008	0,006	0,005	0,004	0,003

Возвратимся снова к формуле (55), только вместо l примем H_m , а вместо λ примем коэффициент K_2 . Тогда получим

$$h = \frac{K_2}{D} \frac{v^2}{2g} H_m.$$

По предыдущему подставив $\frac{v^2}{2g} = H_m$ и $h = H_m - H_6$, получим

$$H_m - H_6 = \frac{K_2}{D} H_m^2,$$

откуда

$$H_6 = \left(1 - \frac{K_2}{D} H_m\right) H_m. \quad (101)$$

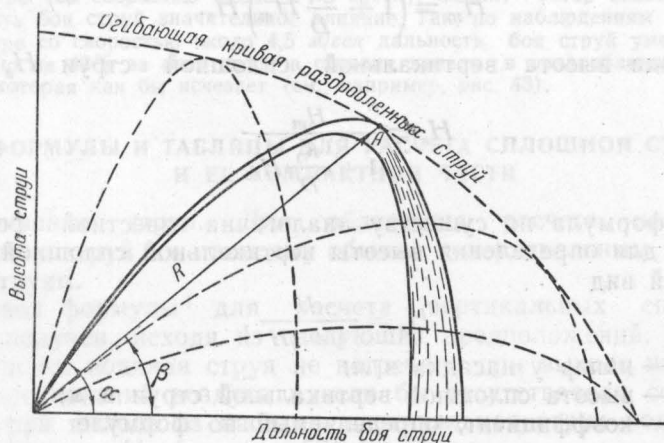


Рис. 54. Угибающаяся кривая сплошных струй.

Эта формула аналогична формуле Фримана, имеющей вид

$$H_6 = H \left(1 - 0,000113 \frac{H}{d}\right), \quad (102)$$

где: H — напор у насадка в м;

H_6 — высота сплошной вертикальной струи в м;

d — диаметр spryska в м.

Коэффициенты K_1 и K_2 в формулах (98) и (99) определяют опытным путем.

Для определения высот вертикальных сплошных струй можно воспользоваться как формулой (99), так и формулой (102). Однако в практических условиях пожаротушения вертикальные сплошные струи не применяются, применяющиеся же струи имеют различный угол наклона.

Если при одном и том же напоре менять угол наклона ствола, то получим ряд траекторий струй, показанных на рис. 54 пунктирными линиями. Соединив верхние точки этих

траекторий, получим огибающую кривую сплошных струй, т. е. кривую их крайних капель при различных углах наклона ствола. При угле наклона ствола в 90° получается высота вертикальной сплошной струи, которую можно определить по формулам (97) или (100).

Предположим, что требуется подать сплошную струю в точку A (рис. 54). Расстояние от насадка до этой точки назовем радиусом действия сплошной части струи R_c . Тогда β — угол наклона R_c к горизонтальной линии — будет меньше, чем α — угол наклона ствола. В практических условиях задача расчета сводится к тому, чтобы определить диаметр насадка ствола, напор и расход воды для создания водяной струи, достигающей заданной точки, например потолка (в данном случае такой точкой является точка A). Поэтому основными исходными данными для таких расчетов являются радиус действия сплошной части струи R_c и угол наклона β .

Если перемещать точку A по огибающей кривой, то с уменьшением угла наклона β величина R_c будет увеличиваться.

Зависимость между высотой вертикальной сплошной струи H_a и радиусом действия сплошной струи R_c можно представить в виде формулы

$$R_c = fH_a, \quad (103)$$

где f — коэффициент, зависящий от угла β , образующего радиус действия сплошной струи R_c с горизонтальной плоскостью.

Значения коэффициента f приведены в табл. 35.

Таблица 35

Угол наклона β радиуса действия струи (линии, соединяющей распыл с заданной точкой на огибающей кривой) в град.	90	75	60	45	30	15	0
Значения коэффициента f	1,00	1,03	1,07	1,12	1,20	1,30	1,40

Заметим, что при угле $\beta = 0^\circ$ угол α (наклона ствола) равен $\alpha = 32^\circ$, так как в этом случае, как уже было показано выше, получается при том же напоре максимальная дальность боя сплошной струи.

Таким образом, обычная задача расчета струи сводится к отысканию по заданному R_c высоты вертикальной струи H_a , и затем по H_a — к определению потребного напора у ствола и других необходимых данных или, наоборот, по располагаемому напору определяется H_a , а затем R_c (например, при проверке достаточности напора для орошения заданной точки перекрытия).

Высоты и длины сплошных струй в зависимости от напора у ствола (при хорошем качестве насадка)

Напор в м вод. ст.	Диаметр насадка в мм													
	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
30	16/22	17/23	18/24	19/26	20/27	21/28	22/29	24/30	24/31	24/33	25/33	25/34	26/35	26/36
40	18/24	19/25	20/26	21/28	22/29	23/32	25/33	26/34	27/36	29/39	30/40	30/41	31/42	33/44
50	19/26	20/27	21/28	22/30	24/32	26/34	28/37	29/38	31/41	33/44	34/46	35/47	36/49	39/53
60	21/28	22/29	23/30	24/32	26/34	28/37	30/40	31/42	34/45	37/49	38/52	39/53	40/56	44/61
70	22/30	23/32	24/32	26/35	28/37	30/40	32/43	33/45	37/49	40/52	42/55	43/58	45/62	48/67
80	23/31	24/33	25/34	28/38	30/40	32/43	34/46	36/48	39/52	43/54	45/57	46/62	48/64	51/70
90	—	25/34	26/35	29/40	31/42	34/45	36/48	38/51	41/54	45/56	47/60	48/65	50/66	52/72
100	—	—	28/36	30/41	32/43	35/47	38/49	40/52	42/55	46/58	48/61	50/67	52/68	53/74

Примечание. В числителе указаны высота струи в м, в знаменателе — длина струи в м.

Для практических целей в табл. 36 даны высоты и длины сплошных струй в зависимости от напора при угле наклона β радиуса действия сплошной струи R_c по отношению к горизонтальной плоскости, равном примерно 40° .

Компактная часть струи. При пожаротушении применяют не раздробленную, а компактную часть сплошной струи, удовлетворяющую определению, указанному в начале главы VII «Сплошные водяные струи».

Будем, как и в случае сплошных струй, изменять угол наклона ствола при постоянном напоре, тогда крайняя точка компактной части струи будет описывать траекторию, которую назовем огибающей кривой компактной части струи (рис. 55).

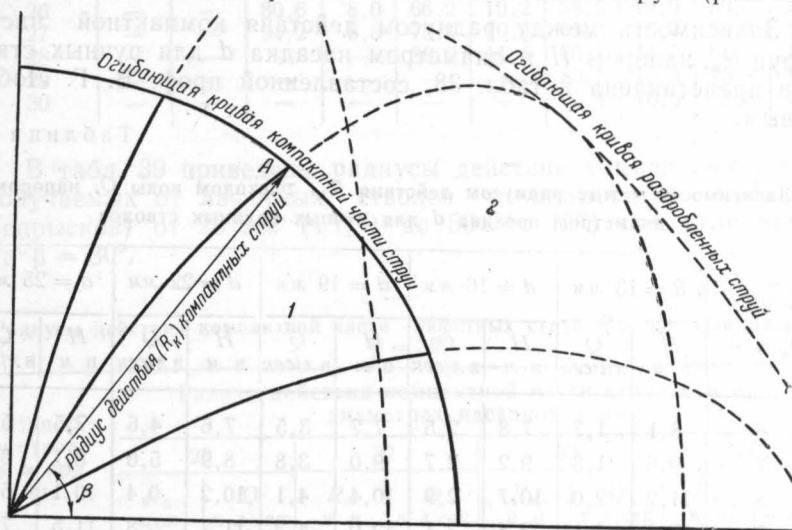


Рис. 55. Огибающая кривая компактной части струй:
1 — зона компактных струй; 2 — зона раздробленной части струи.

Линия, соединяющая насадок с точкой этой огибающей кривой (например, с точкой A), может быть названа радиусом действия компактной части струи R_k , наклоненным под углом β .

Для ручных стволов (насадки диаметром до 28 мм) можно полагать на основании опытных данных, что огибающая кривая компактной части струи идет по окружности, т. е. радиус действия компактной части струи не изменяется при изменении угла наклона α . В таком случае радиус действия компактной части струи зависит от напора и диаметра насадка, и если высоту вертикальной компактной части струи обозначить через H_k , тогда

$$R_k = H_k.$$

Для перехода от вертикальной сплошной струи к вертикальной компактной части струи существует зависимость

$$H_k = fH_0,$$

где f — коэффициент, значения которого зависят от высоты вертикальной сплошной струи. Эти значения, полученные на основании опытных данных, приводятся в табл. 37.

Таблица 37

Высота вертикальной раздробленной струи H_B в м	7,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0	45,0
Значение коэффициента f	0,84	0,84	0,82	0,80	0,77	0,73	0,69	0,65	0,62

Зависимость между радиусом действия компактной части струи R_K , напором H и диаметром насадка d для ручных стволов представлена в табл. 38, составленной проф. В. Г. Лобачевым.

Таблица 38

Зависимость между радиусом действия R_K , расходом воды Q , напором H и диаметром насадка d для ручных водяных стволов

Радиус действия R_K в м	$d = 13$ мм		$d = 16$ мм		$d = 19$ мм		$d = 22$ мм		$d = 25$ мм	
	H	Q	H	Q	H	Q	H	Q	H	Q
	в м	вл/сек	в м	вл/сек	в м	вл/сек	в м	вл/сек	в м	вл/сек
6	8,1	1,7	7,8	2,5	7,7	3,5	7,6	4,6	7,5	5,9
7	9,6	1,8	9,2	2,7	9,0	3,8	8,9	5,0	8,7	6,4
8	11,2	2,0	10,7	2,9	10,4	4,1	10,2	5,4	10,1	6,9
9	13,0	2,1	12,4	3,1	12,0	4,3	11,7	5,8	11,5	7,4
10	14,9	2,3	14,1	3,3	13,6	4,6	13,2	6,1	12,9	7,8
11	16,9	2,4	15,8	3,5	15,2	4,9	14,7	6,5	14,4	8,3
12	19,1	2,6	17,7	3,8	16,9	5,2	16,3	6,8	15,9	8,7
13	21,4	2,7	19,7	4,0	18,7	5,4	18,0	7,2	17,5	9,1
14	23,9	2,9	21,8	4,2	20,6	5,7	19,8	7,5	19,2	9,6
15	26,7	3,0	24,0	4,4	22,6	6,0	21,6	7,8	20,9	10,0
16	29,7	3,2	26,5	4,5	24,7	6,2	23,6	8,2	22,7	10,4
17	33,2	3,4	29,2	4,8	27,1	6,5	25,7	8,5	24,7	10,8
18	37,1	3,6	32,2	5,1	29,6	6,8	28,0	8,9	26,8	11,3
19	41,7	3,8	35,6	5,3	32,5	7,1	30,5	9,3	29,1	11,7
20	46,8	4,0	39,4	5,6	35,6	7,5	33,2	9,7	31,5	12,2

Радиус действия R_k в м	$d = 13$ мм		$d = 16$ мм		$d = 19$ мм		$d = 22$ мм		$d = 25$ мм	
	H	Q	H	Q	H	Q	H	Q	H	Q
	в м	л/сек	в м	л/сек	в м	л/сек	в м	л/сек	в м	л/сек
21	53,3	4,3	43,7	5,9	39,1	7,8	36,3	10,1	34,3	12,8
22	60,9	4,6	48,7	6,2	43,1	8,2	40,6	10,6	37,3	13,3
23	70,3	4,9	54,6	6,6	47,6	8,7	43,4	11,1	40,6	13,9
24	82,2	5,3	61,5	7,0	52,7	9,1	47,7	11,7	44,3	14,5
25	98,2	5,8	70,2	7,5	58,9	9,6	52,7	12,2	48,6	15,2
26	—	—	80,6	8,0	66,2	10,2	58,5	12,9	53,5	15,9
27	—	—	94,2	8,6	75,1	10,9	65,3	13,7	59,1	16,8
28	—	—	—	—	86,2	11,6	75,5	14,5	65,8	17,7
29	—	—	—	—	—	—	83,7	15,4	73,8	18,7
30	—	—	—	—	—	—	95,4	16,5	82,8	19,8

В табл. 39 приведены радиусы действия компактных струй, получаемых от лафетных стволов с диаметрами насадков (спрысков) от 28 мм ($1\frac{1}{2}''$) до 50 мм ($2''$) при угле наклона $\beta = 30^\circ$.

Таблица 39

Радиусы действия компактной части лафетных струй R_k при угле наклона $\beta = 30^\circ$

Напор у ствола в м вод. ст.	Радиус действия компактной части струи в м при диаметрах насадков в мм							
	28		32		38		50	
	R_k в м	Q л/сек	R_k в м	Q л/сек	R_k в м	Q л/сек	R_k в м	Q л/сек
20	20,0	12,2	20,0	15,9	20,5	22,4	21,0	38,9
25	23,0	13,6	23,5	17,8	24,0	25,1	25,0	43,5
30	26,0	14,9	26,5	19,4	27,0	27,4	29,0	47,5
35	28,0	16,2	28,5	21,0	29,5	29,7	31,0	51,5
40	30,0	17,2	30,5	22,5	32,0	31,7	33,0	55,0
45	31,5	18,3	32,5	23,8	34,0	33,6	35,5	58,3
50	33,0	19,3	34,0	25,1	35,5	35,4	37,5	61,4
55	34,5	20,2	36,0	26,0	37,0	37,2	39,0	64,4
60	35,5	21,1	37,0	27,6	38,0	38,2	40,5	67,3
65	36,5	22,0	37,5	28,6	39,0	40,4	41,5	70,0
70	37,0	22,8	37,5	29,7	39,5	41,9	42,5	72,6
75	—	—	—	—	40,0	43,4	43,5	75,3
80	—	—	—	—	38,5	44,8	44,5	77,8
85	—	—	—	—	—	—	45,5	80,1
90	—	—	—	—	—	—	46,0	82,5
95	—	—	—	—	—	—	46,5	84,8
100	—	—	—	—	—	—	47,0	87,0

Так как радиус действия компактной части лафетных струй изменяется в зависимости от угла наклона, в табл. 40 приводятся поправочные коэффициенты для пересчета радиуса действия лафетных компактных струй с угла наклона 30° на другие углы наклона.

Пересчет ведется по формуле $R_k = f R_{k 30^\circ}$

Таблица 40

Угол наклона радиуса действия R_k в град.	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
Множитель f	1,18	1,10	1,05	1,0	0,95	0,92	0,9	0,88	0,86	0,85

3. НИЗШИЙ ПРЕДЕЛ РАБОЧИХ ПОЖАРНЫХ СТРУЙ

Низшим пределом рабочих пожарных струй называются струи, которые могут быть применены для пожаротушения при наименьших напорах.

Если для проливки конструкций на пожаре могут быть применены струи с весьма низким напором (до 10—15 м вод. ст.), то для непосредственной борьбы с огнем необходимы струи, обладающие достаточным радиусом действия и достаточной ударной силой. На основании опытов, проведенных автором в ЦНИИПО в 1942 г., к низшему пределу рабочих пожарных струй можно отнести струи, получаемые в зависимости от диаметров насадков при следующих напорах (табл. 41).

Таблица 41

Напоры, при которых получаются еще пригодные для пожаротушения рабочие пожарные струи (например, для тушения открытых чердачных пожаров)

Диаметр насадка (спрыска) в мм	13	16	19	22	25
Напор у водяного ствола в м вод. ст.	31	31	27	25	25

Из табл. 38 видно, что эти напоры соответствуют радиусу действия компактной части струи R_k , равному примерно $R_k = 17$ м.

Таким образом, низшим пределом рабочих пожарных струй обладают такие струи, у которых радиус действия компактной части равен 17 м.

4. РЕАКЦИЯ СТРУИ

Реактивная сила, т. е. сила, действующая в обратном направлении струи и стремящаяся сдвинуть водяной ствол назад, определяется формулой

$$F = 2\omega p, \quad (104)$$

где: p — давление в кг/см^2 или атм ;

ω — площадь выходного сечения насадка в см^2 .

Приведем следующее доказательство формулы.

Как известно из механики, сила F равна произведению массы тела m (в данном случае массы жидкости) на его ускорение a . Масса жидкости

$m = \frac{\gamma}{g} Q$ (вспомним, что $m = \frac{G}{g}$, где G — вес, g — ускорение силы тяжести); вес $G = \gamma Q$.

С целью упрощения примем, что скорость движения воды в рукаве (при подходе к насадку) равна $v_0 = 0$.

Тогда ускорение a на выходе из насадка будет равно

$$a = v - v_0 = v,$$

где v — средняя скорость движения воды при выходе из насадка. Следовательно,

$$F = ma = \frac{\gamma}{g} Qv.$$

Учитывая, что $Q = \omega v$, будем иметь $F = \gamma \omega \frac{v^2}{g}$.

Умножим числитель и знаменатель правой части уравнения на 2:

$$F = 2\gamma \omega \frac{v^2}{2g}.$$

Скоростной напор $\frac{v^2}{2g}$ можно приравнять к p , т. е.

$$\frac{v^2}{2g} = p,$$

и тогда $F = 2\gamma \omega p$.

Так как для воды $\gamma = 1$, то, следовательно,

$$F = 2\omega p.$$

В действительности реакция струи несколько меньше, так как часть реакции передается на рукав.

С учетом восприятия части реакции рукавом формула (104) может быть представлена в виде $F = 1,5\omega p$.

Однако в ряде случаев, например при расчете пожарных автомеханических лестниц, надлежит пользоваться формулой (104).

Значения реакций струй в кг для различных напоров p и наиболее употребительных диаметров насадков d приведены в табл. 42.

Из табл. 42 видно, что разделение водяных стволов на ручные (с диаметрами насадков от 13 до 25 мм) и лафетные (с диаметрами насадков от 28 до 50 мм) связано с величиной реактивной силы, которая с увеличением диаметра насадков заметно возрастает. В этом случае, при давлении 40 м вод. ст. и более, трудно удерживать стволы с насадками 28 мм и

Таблица 42

Значения реакций струй в кг для различных напоров
Расчетная формула: $F = 2\omega p$

Напор в м вод. ст.	Диаметр насадков в мм									
	13	16	19	22	25	28	32	38	44	50
10	2,7	4,0	5,7	7,6	9,8	12,3	16,1	22,6	30,4	39,2
20	5,4	8,0	11,3	15,2	19,6	24,6	32,2	45,2	60,8	78,4
30	8,0	12,1	17,0	23	29	37	48	68	91	117
40	10,6	16,1	22	30	39	49	64	90	121	157
50	13,0	20	28	38	49	62	80	113	152	196
60	16	24	34	45	59	74	96	135	182	235
70	19	29	40	53	68	86	112	158	212	274
80	21	32	45	61	78	98	129	181	240	314
90	24	36	51	68	88	111	145	203	270	352
100	27	40	57	76	98	123	161	226	300	392

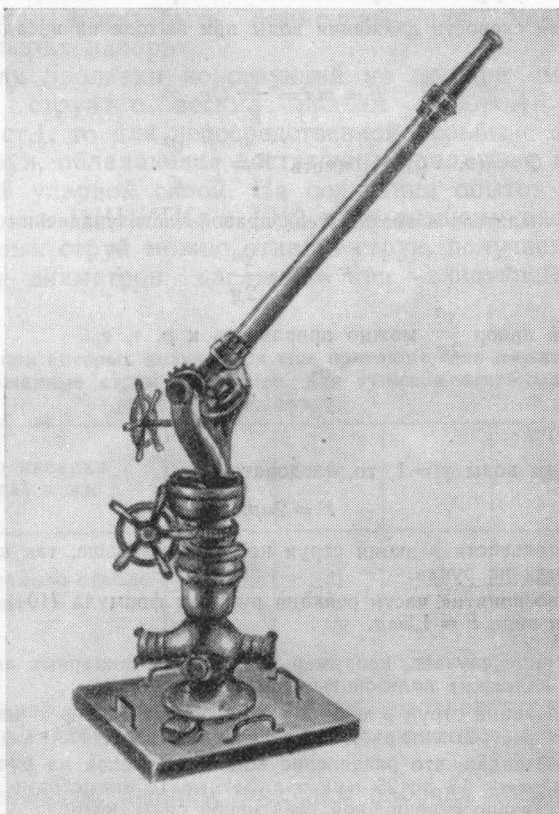


Рис 56. Общий вид стационарного лафетного ствола.

более, даже при наличии двух ствольщиков и подствольщиков. Вследствие этого и стали применять лафетные стволы, т. е. стволы с опорными приспособлениями.

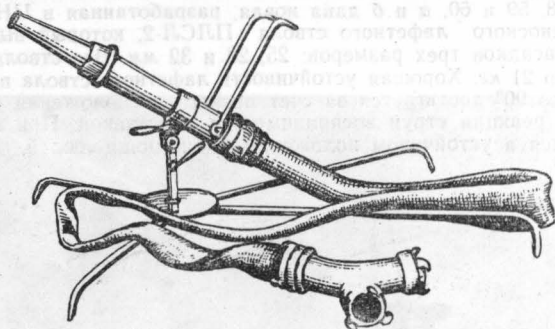


Рис. 57 Общий вид переносного лафетного ствола.

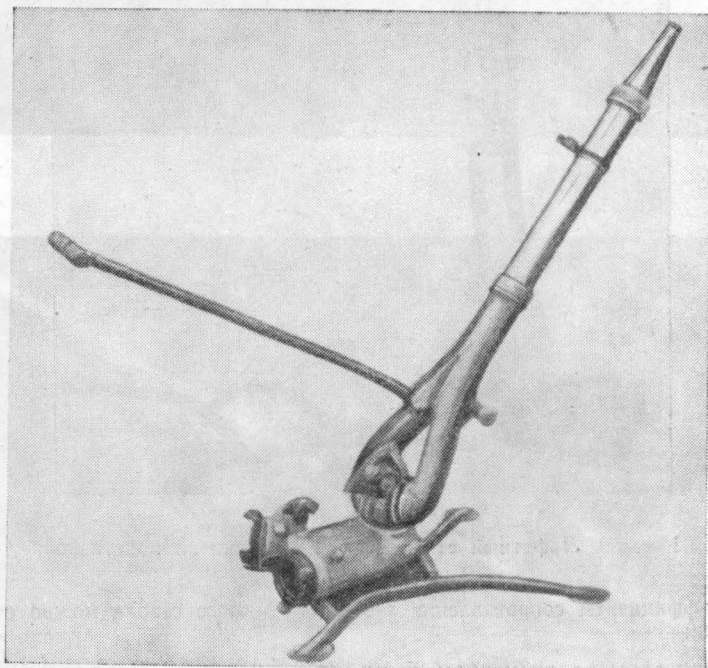


Рис. 58. Лафетный ствол ПЛСЛ-2 в собранном виде.

На рис. 56 приведена конструкция стационарного лафетного ствола с поворотными устройствами в виде червячных передач и рукоятками для установки лафетного ствола в требуемом положении относительно горизонтальной и вертикальной плоскостей.

На рис. 57 показана конструкция переносного облегченного лафетного ствола, в которой реакция струи воспринимается трубчатыми ногами. Вра-

шение такого ствола в вертикальной и горизонтальной плоскостях обеспечивается наличием шарнирного устройства на вертикальной стойке и мягкого рукавного патрубка.

На рис. 58, 59 и 60, а и б дана новая, разработанная в ЦНИИПО, конструкция переносного лафетного ствола ПЛСЛ-2, который выпускается с диаметрами насадков трех размеров: 25, 28 и 32 мм. Вес ствола в сборе составляет около 21 кг. Хорошая устойчивость лафетного ствола при углах наклона от 30 до 90° достигается за счет низкого расположения ствола, в результате чего реакция струи воспринимается подставкой. При подаче струи ствол находится в устойчивом положении без помощи людей.

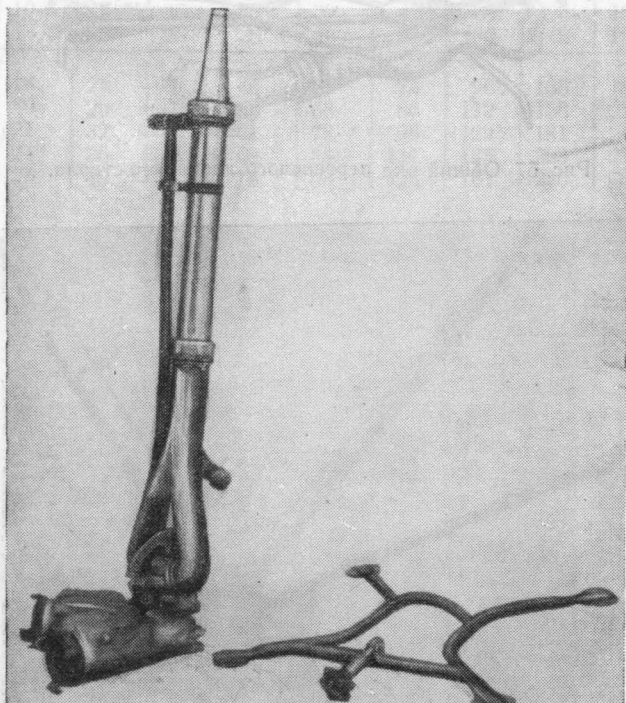


Рис. 59. Лафетный ствол ПЛСЛ-2 со снятой подставкой.

Коэффициенты сопротивления s этого лафетного ствола можно считать равными:

при срыске диаметром	25 мм	$s = 0,22$
" " "	28 "	$s = 0,15$
" " "	32 "	$s = 0,089$

Максимальная дальность полета сплошной струи при напоре перед стволом 7 атм, по данным испытаний ЦНИИПО, составляла:

при срыске диаметром	25 мм	58 м
" " "	28 "	59 "
" " "	32 "	64 "

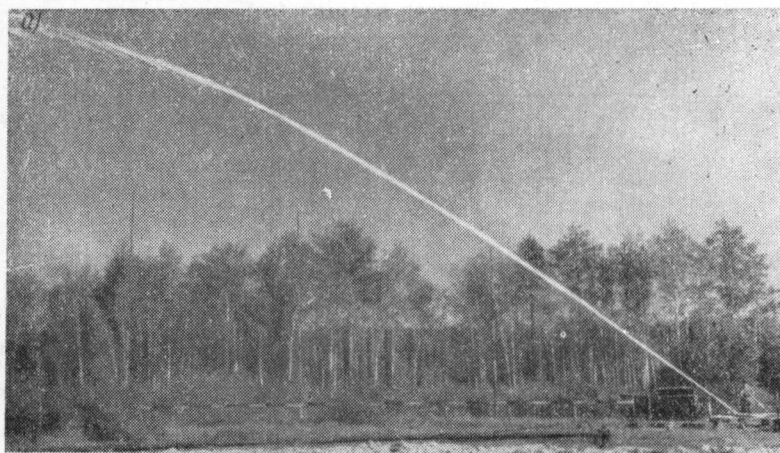


Рис. 60. Лафетный ствол ПЛСЛ-2 при подаче воды.

Для определения компактной части струй можно пользоваться данными, приведенными в табл. 39.

Потери напора в стволе ПЛСЛ-2 составляют при напорах перед стволом 50 и 70 м вод. ст. следующие величины (табл. 43).

Таблица 43

Начальный напор перед стволом в м вод. ст.	Диаметр насадка (спрыска) в мм		
	25	28	32
	Потери напора в м вод. ст.		
50	3,3	4,2	6,2
70	4,4	6,3	9,5

5. ПРИМЕРЫ ПО РАСЧЕТУ СПЛОШНЫХ ВОДЯНЫХ СТРУЙ И ИХ КОМПАКТНОЙ ЧАСТИ

Пример. Определить высоту вертикальной сплошной струи H_s при напоре $H = 30$ м вод. ст. и диаметре насадка $d = 19$ мм.

По формуле (99)

$$H_s = \frac{H}{1 + \varphi H}$$

Для $d = 19$ мм, по табл. 34, значение коэффициента φ получим равным $\varphi = 0,01$. Отсюда

$$H_s = \frac{30}{1 + 0,01 \cdot 30} = \frac{30}{1,30} = 23,1 \text{ м.}$$

Пример. Определить напор, требующийся для получения вертикальной сплошной струи высотой $H_s = 20$ м. Диаметр насадка 16 мм.

Из формулы (99) можно получить

$$H_s (1 + \varphi H) = H$$

или

$$H_s + \varphi H H_s = H,$$

отсюда

$$H - \varphi H H_s = H_s$$

или

$$H (1 - \varphi H_s) = H_s.$$

Следовательно,

$$H = \frac{H_s}{1 - \varphi H_s}. \quad (103)$$

Значение φ для $d = 16$ мм, по табл. 34, получим равным $\varphi = 0,012$. Подставив $H_s = 20$ м и $\varphi = 0,012$, будем иметь

$$H = \frac{20}{1 - 0,012 \cdot 20} = \frac{20}{0,76} = 26,3 \text{ м вод. ст.}$$

Пример. Требуемый радиус действия сплошной струи R_c при угле его наклона к горизонтальной плоскости $\beta = 60^\circ$ составляет 25 м; диаметр насадка 19 мм. Определить требующийся напор у насадка (у ствола).

По формуле (103) радиус действия наклонной сплошной струи R_c и высота вертикальной сплошной струи H_s связаны зависимостью

$$R_c = f H_s,$$

откуда

$$H_в = \frac{R_c}{f}.$$

Значение коэффициента f при $\beta = 60^\circ$ найдем из табл. 35, равнос $\beta = 1,07$. Следовательно,

$$H_в = \frac{R_c}{f} = \frac{25}{1,07} = 23,4 \text{ м.}$$

Значение коэффициента φ для определения потребного напора найдем из табл. 34 $\varphi = 0,01$.

По формуле (105)

$$H = \frac{H_в}{1 - \varphi H_в} = \frac{23,4}{1 - 0,01 \cdot 23,4} = \frac{23,4}{0,77} = 30,3 \text{ м.}$$

Следовательно, потребный напор равен

$$H = 30,3 \text{ м.}$$

Пример. Требуемый радиус действия компактной части струи $R_k = 20 \text{ м}$. Определить потребный напор у ствола и диаметр spryska при расходе воды $\sim 5 \text{ л/сек}$.

По табл. 38 в горизонтальной строке, соответствующей радиусу компактной части струи $R_k = 20 \text{ м}$ при $d = 16 \text{ мм}$, находим

$$H = 39,4 \text{ м, } Q = 5,6 \text{ л/сек.}$$

Пример. Определить радиус действия компактной части струи R_k при напоре $H = 35 \text{ м}$ вод. ст. и диаметре насадка $d = 22 \text{ мм}$.

В вертикальной колонке табл. 38, соответствующей диаметру насадка $d = 22 \text{ мм}$, находим ближайшие значения напоров: $H = 33,2$ и $36,3 \text{ м}$. Следовательно, радиус действия компактной части струи будет находиться между 20 и 21 м, т. е. около 20,5 м.

Пример. Определить потребный напор и диаметр насадка (у пожарных кранов №№ 1 и 2) при тушении производственного здания высотой 8 м, показанного на рис. 61.

Расход воды из каждого пожарного крана должен быть в пределах 5,0—6,0 л/сек. Рукава непрорезиненные, длиной по 10 м. Расчет производить, исходя из условия орошения наиболее удаленной части здания компактной частью струи.

Такой удаленной частью здания является точка A , расположенная у стены, на высоте потолка, и удаленная на одинаковые расстояния от пожарных кранов ПК-1 и ПК-2.

Вначале определим расстояние от пожарного крана до точки B из прямоугольного треугольника IBC (рис. 61, б), где точка L обозначает место ПК-1.

По теореме Пифагора

$$BL = \sqrt{LC^2 + BC^2}.$$

Подставляя числовые значения, получим

$$BL = \sqrt{15^2 + 18^2} = \sqrt{225 + 256} = \sqrt{481} = 22 \text{ м.}$$

Из этого расстояния вычтем длину рукава, равную по условию 10 м.

Следовательно, проекция струи на плоскость пола должна быть равна $DE = 22 \text{ м} - 10 \text{ м} = 12 \text{ м}$.

Принимаем, что ствольщик держит ствол на высоте 1,2 м. Тогда высота струи AD будет равна $AD = AB = 8,0 - 1,2 = 6,8 \text{ м}$.

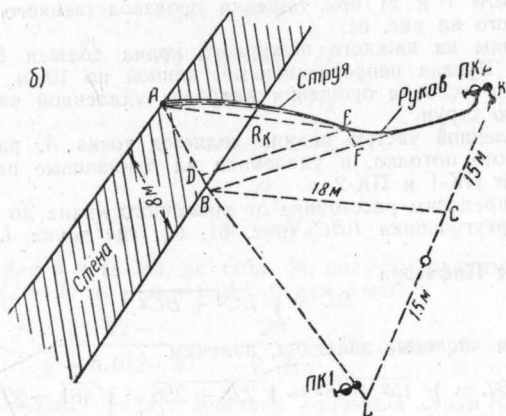
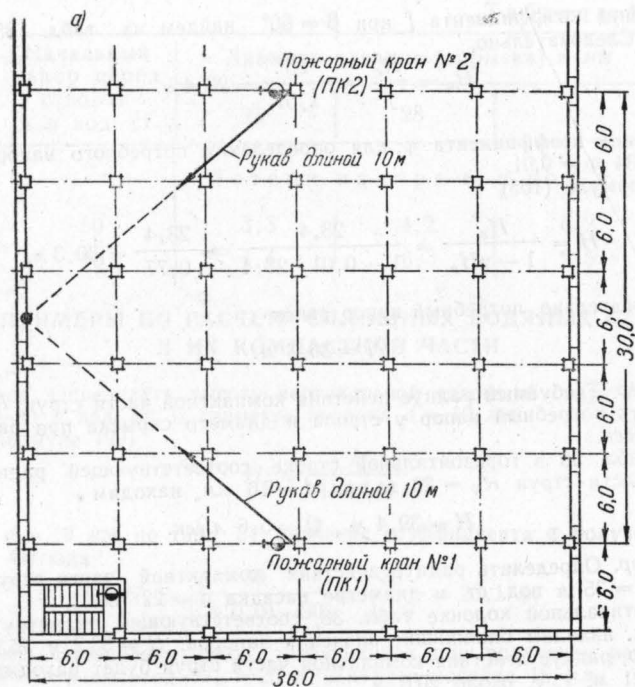


Рис. 61.

Радиус действия компактной части струи R_k определим как гипотенузу прямоугольного треугольника

$$R_k = \sqrt{AD^2 + DE^2} = \sqrt{12^2 + 6,8^2} = \sqrt{190,2} = 13,8 \text{ м.}$$

По табл. 38 для $R_k = 14 \text{ м}$ и $Q = 6,7 \text{ л/сек}$ найдем диаметр насадка, равный 19 мм ; потребный напор $H_{спр} = 20,6 \text{ м}$. К указанному напору необходимо прибавить потери напора в непрорезиненном рукаве $d = 51 \text{ мм}$ при расходе $Q = 5,7 \text{ л/сек}$.

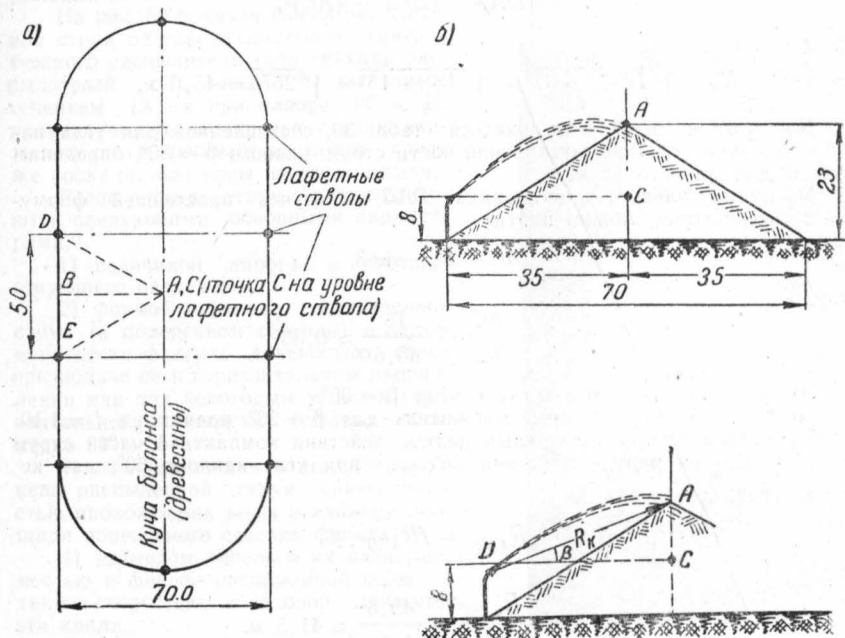


Рис 62.

По таблице в приложении 3 для $Q = 6,0 \text{ л/сек}$ потери напора на 100 м длины рукавной линии равны $43,2 \text{ м}$. Следовательно, на 10 м будем иметь

$$h_l = \frac{43,2 \cdot 10}{100} = 4,32 \text{ м.}$$

Потребный напор у пожарных кранов ПК-1 и ПК-2 должен таким образом составлять

$$H_{пк1} = H_{спр} + h_l = 20,6 + 4,3 = 24,9 \text{ м.}$$

Пример. Определить потребный напор и расход воды у лафетных стволов, устанавливаемых для защиты лесной биржи (склада древесины) бумажной фабрики (рис. 62).

Диаметр насадков лафетных стволов 50 мм .

Длину струи (по горизонтали на уровне лафетного ствола) определим из прямоугольного треугольника DCB , в котором (рис. 62, а) $DB = 25 \text{ м}$, $BC = 35 \text{ м}$.

Следовательно, $DC^2 = DB^2 + BC^2$.

Подставляя числовые значения, получим $DC^2 = 25^2 + 35^2$, откуда горизонтальная длина струи на уровне лафетного ствола будет равна

$$DC = \sqrt{25^2 + 35^2} = \sqrt{625 + 1225} = \sqrt{1850} = 43 \text{ м.}$$

Радиус действия R_k компактной части лафетной струи получим из прямоугольного треугольника DAC (рис. 60, в), где линия DC определена нами равной 43 м, $AC = 23 - 8 = 15 \text{ м}$

$$R_k^2 = (DA)^2 = (DC)^2 + (AC)^2,$$

откуда

$$R_k = \sqrt{DC^2 + AC^2} = \sqrt{43^2 + 15^2} = \sqrt{2075} = 45,6 \text{ м.}$$

Для того чтобы воспользоваться табл. 39, составленной для угла наклона радиуса действия компактной части струи, равного $\beta = 30^\circ$, определим угол β для данного случая.

Из прямоугольного треугольника DAC , пользуясь простейшей формулой тригонометрии, можно найти

$$AC = R_k \cdot \sin \beta,$$

откуда

$$\sin \beta = \frac{AC}{R_k} = \frac{15}{45,6} \approx 0,35.$$

Этому значению соответствует угол $\beta = 20^\circ$.

По табл. 40 поправочный множитель для $\beta = 20^\circ$ принимаем $f = 1,10$.

Переведем теперь полученный радиус действия компактной части струи $R_{k 30^\circ} = 45,6$ на радиус действия $R_{k 20^\circ}$ при угле наклона 30° , для которого составлена табл. 39

$$R_{k 20^\circ} = f R_{k 30^\circ},$$

отсюда

$$R_{k 30^\circ} = \frac{R_{k 20^\circ}}{f} = \frac{45,6}{1,10} \approx 41,5 \text{ м.}$$

В последней, вертикальной, колонке табл. 39 для диаметра насадка $d = 50 \text{ мм}$ потребный напор, соответствующий этому радиусу действия компактной части струи $R_k = 41,5 \text{ м}$, будет равен 65 м, а расход воды — 70 л/сек.

6. РАСПЫЛЕННЫЕ ВОДЯНЫЕ СТРУИ

При рассмотрении сплошных водяных струй указывалось, что даже сплошные струи при некотором отдалении от насадка представляют собой по существу раздробленные струи, что обуславливается наличием сопротивления воздуха и волновых движений в струе. Помимо этих факторов, для получения распыленных струй требуются еще и другие дополнительные факторы, вызываемые конструктивными изменениями насадков, которые в этом случае называются распылителями. Они способствуют более быстрому распаду струй с получением тех или иных параметров их распыла.

На пути своего движения водяная струя претерпевает ряд изменений, которые можно представить в виде трех следующих стадий ее движения: в первой стадии движение воды происходит относительно сплошной массой при сравнительно небольшом увеличении поперечного сечения струи; во второй стадии поток теряет сплошность, разделяясь на отдельные

струйки, причем поперечное сечение струи в значительной мере увеличивается;

в третьей стадии струя разрывается по всему поперечному сечению и движется в виде пучка отдельных капель.

При практическом применении сплошных водяных струй основное значение имеют первые две стадии движения струи. Наоборот, в распыленных струях первые две стадии движения водяной струи занимают относительно небольшие участки по длине ее в сравнении с третьей стадией движения в виде пучка или «факела» отдельных капель.

На рис. 63 показан факел распыленной струи от так называемого центробежного распылителя (конструкции распылителей см. ниже) с выходным сечением 13 мм при напоре 80 м. Из рисунка видно, что третья стадия движения струи начинается почти сразу же после выхода воды из распылителя.

Распыленные струи характеризуются следующими основными параметрами:

- 1) величиной напора и соответствующего расхода;
- 2) формой факела распыленной струи (в поперечном сечении) и углом конусности факела; дальностью струи при подаче ее в горизонтальном направлении или под некоторым углом к горизонтальной плоскости (обычно примерно 30°);
- 3) распределением воды внутри факела распыленной струи (интенсивностью прохождения воды в единице площади поперечного сечения факела);
- 4) размером капель и их равномерностью в факеле распыленной воды, а также скоростью, с которой движутся эти капли.

Расход воды из распылителей определяется по формуле (96)

$$Q = \mu_{\omega} \sqrt{2gH}.$$

Форма факела распыленной воды определяется углом конусности начального участка факела и поперечными сечениями факела распыленной воды на различных расстояниях от распылителя.

Для распылителей, применяемых для подачи горизонтальных или наклонных струй, помимо понятия факела распыленной струи, вводится дальность полета струи до крайних, наиболее удаленных точек и до той точки, в которой выпадает максимальное количество воды.

Распределение воды внутри факела распыленной струи определяется интенсивностью прохождения распыленной воды по поперечному сечению струи и может, например, измеряться в виде слоя осадка в см, выпадающего в минуту, или в виде секундного расхода в л/сек на единицу площади поперечного сечения.

На рис. 64 показана интенсивность распределения воды из спринклера диаметром 12,7 мм по площади пола при напоре у спринклера 5 м вод. ст. и высоте расположения последнего над полом 3 м. Интенсивности даны в мм/мин (по слою выпадающей воды).



Рис. 63. Факел распыленной воды из центробежного распылителя РС.

По удельным расходам воды в различных местах поперечного сечения судят о равномерности ее распределения внутри факела распыленной воды.

Размеры капель чаще всего определяют путем улавливания их на поверхность, покрытую сажей или вазелиновым маслом, а также фотографированием отдельных частей факела распыленной воды со скоростью экспо-

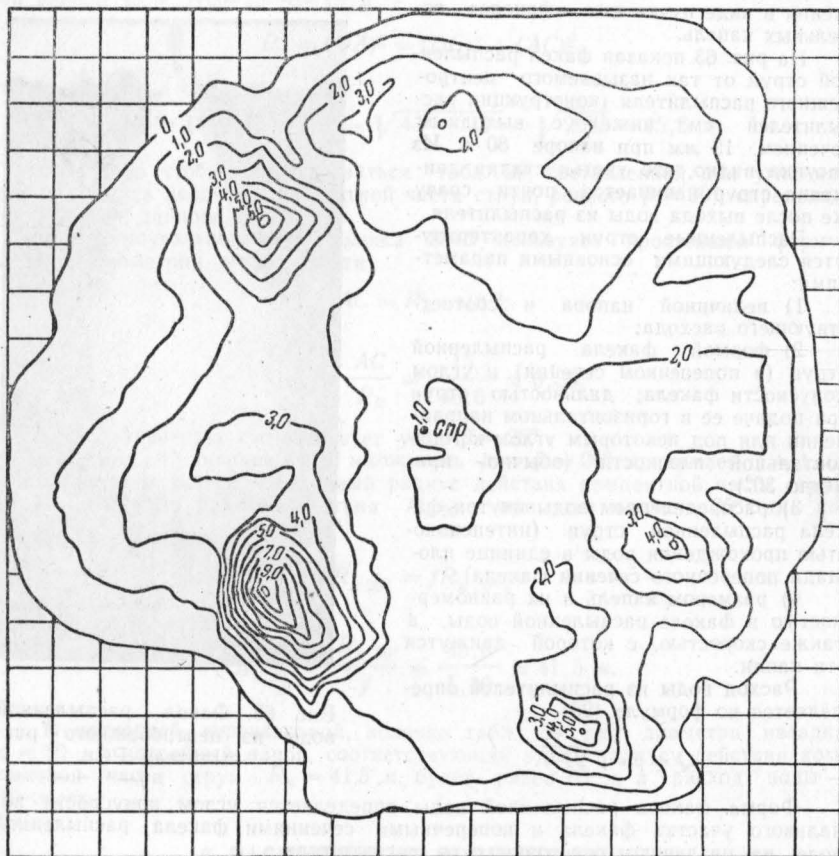


Рис. 64. Интенсивности и площадь орошения пола спринклером диаметром 12,7 мм, при напоре у спринклера 5 м и высоте расположения последнего над полом 3 м. (Интенсивности даны в мм/мин).

зиции порядка $1/10\,000$ сек. В практических условиях ограничиваются более грубыми оценками, как, например, «крупные капли», «мелкие капли», «водяной туман».

Заметим, что размер капель в распылителях может изменяться в пределах от 3 мм до десятых долей миллиметра, причем большие размеры капель имеют место в распыленных струях, подобных раздробленной части сплошных струй.

Основные группы распылителей и их краткая характеристика

Несмотря на большое количество разнообразных конструкций распылителей, их можно свести в следующие основные группы:

1. Центробежные распылители, в которых распыление воды происходит в результате действия на струю центробежных сил. Для этой цели в большинстве конструкций водораспылителей этой группы применяются различные винтообразные вкладыши.

2. Щелевые распылители, в которых распыление воды происходит за счет уменьшения толщины струи. В этом случае струя принимает плоскую или кольцевую форму.

3. Распылители ударного действия, распыляющие воду вследствие соударения струй или удара струи о поверхность той или иной формы.

4. Распылители, в которых распыление воды происходит в результате подачи воды через несколько небольших отверстий, снабженных в некоторых конструкциях винтообразными входами, способствующими большему распылению струек.

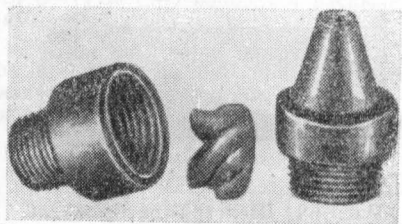


Рис. 65. Центробежный распылитель с винтовым вкладышем.

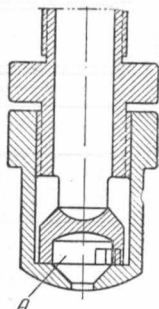


Рис. 66. Центробежный распылитель „Шлик“.

В ряде конструкций сочетается несколько способов распыления, например соударение струек небольшого диаметра и др.

Следует заметить, что обычные распылители не дают высокой степени распыления воды, что, однако, особенно желательно с точки зрения повышения эффективности использования воды для пожаротушения.

Одним из путей получения факела высокодисперсной распыленной воды, применяемых в США, является подача воды через распылители специальной конструкции при давлениях порядка 40—60 атм и расходах 2—3 л/сек. При этом для подачи воды от насоса к распылителям необходимы специальные, так называемые дюритовые шланги.

Один из способов получения высокодиспергированной воды состоит в том, что распыление воды достигается за счет одновременного введения в насадок воды и воздуха.

Этот способ, несмотря на необходимость применения компрессора, имеет некоторые преимущества перед способом распыления воды при высоком давлении.

В качестве примера по группе центробежных распылителей приведем распылитель с вкладышем длиной 30 мм в виде трехзаходного винта, с шагом винта 60 мм и выходным отверстием диаметром 13 мм. Устройство распылителя видно на рис. 65.

Коэффициент расхода этого распылителя $\mu = 0,55, 0,60$.

Распыленная струя, получаемая из такого распылителя, расположенного на высоте 2,5 м от пола, представляет собой заполненный факел, имею-

ший диаметр на уровне пола 3,0—3,1 м. Внутри факела, при напоре примерно 40 м вод. ст., имеется кольцевой участок внешним диаметром $\sim 2,5$ м и внутренним $\sim 1,5$ м, в котором выпадает в минуту максимальный слой воды, измеряемый толщиной от 1 до 1,5 мм. Внутри этого кольцевого участка имеются три участка с максимальной интенсивностью выпадающего осадка, составляющего от 1,5 до 2,5 см за минуту. В остальной части поперечного сечения интенсивность выпадения осадка значительно меньшая и меняется в пределах от 1 до 0,25 см в минуту. Средний расход воды на 1 м² площади из этого же распылителя, расположенного на высоте 2,5 м от пола, при напоре примерно 40 м вод. ст., составляет около 0,29 л/сек/м².

Такие распылители дают относительно заполненный факел распыленной струи со значительной скоростью полета капель и отдельных струек, обладающих высокой ударной силой.

В качестве второго образца группы центробежных распылителей приведен распылитель на рис. 66.

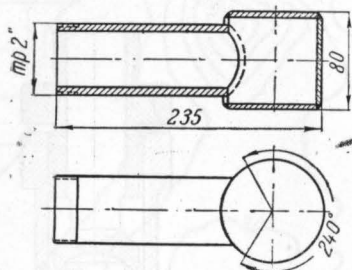


Рис. 67. Бортовой распылитель.

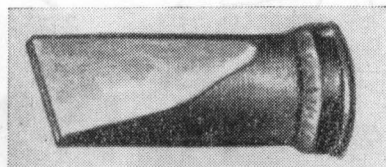


Рис. 68. Щелевой распылитель.

До подхода к выходному отверстию вода входит в камеру А из двух тангенциально направленных щелей, вследствие чего поступающей воде приходится вращательное движение, способствующее распылению струи, выходящей из распылителя.

Коэффициент расхода этого распылителя при диаметре выходного сечения 7 мм равен $\mu = 0,24$. Распылитель при расположении его на высоте 2 м от пола образует факел распыленной воды с диаметром поперечного сечения около 3 м, состоящий из мелких капель, близких к водяной пыли и не обладающих большой ударной силой. С увеличением напора размеры капель в факеле заметно уменьшаются. При напоре примерно 40 м вод. ст. удельный расход воды на 1 м² площади пола при расположении распылителя на высоте 2 м составляет около 0,036 л/сек/м².

В качестве образца распылителей второй группы (щелевых распылителей) на рис. 67 приведен так называемый бортовой распылитель, имеющий кольцевую щель толщиной 2 мм и длиной около 168 мм. Распылитель предназначен для работы при горизонтальном расположении щели, вследствие чего факел распыленной воды представляет собой плоский зонит с дальностью полета капель от 6 до 9 м, в зависимости от высоты расположения щели.

Коэффициент расхода этого распылителя равен $\mu = 0,6 \div 0,65$.

На рис. 68 показан плоский щелевой распылитель. Коэффициент расхода этого распылителя при щели толщиной 4 мм, длиной 60 мм равен $\mu = 0,80 \div 0,85$.

Дальность полета капель от этого распылителя при напоре у распылителя около 40 м вод. ст. составляет примерно 29 м (до наиболее удаленных капель). Максимальная интенсивность выпадающего осадка находится в данном случае на расстоянии 20—22 м от распылителя. Размеры капель,

получаемых от этого распылителя, сравнительно мало отличаются от капель в раздробленной части сплошных струй.

На рис. 69 показан стволовой распылитель типа РС, в котором дефлектор неподвижно закреплен в корпус распылителя, а конусная часть вдвигается и выдвигается. В положении, показанном на рис. 69, вода, проходя по кольцевой щели между дефлектором и конусом, образует полый (не заполненный внутри) факел распыленной воды, угол конусности которого изменяется в пределах от 0 до 160° в зависимости от расположения дефлектора в конусной части. При выдвигании конусной части, близкому к полному, струя выходит в виде кольца, сливающегося далее в сплошную струю, обладающую в то же время меньшей дальностью боя, чем обычные сплошные струи.

Дальность полета капель в направлении образующей конуса распыленной воды, при угле конусности от 60 до 140°, составляет 8—14 м (при напоре у распылителя примерно 40 м вод. ст.).

Распылители РС изготавливались двух размеров: РС-А — для присоединения к рукавной линии диаметром 66 мм и РС-Б — для присоединения к рукавной линии диа-

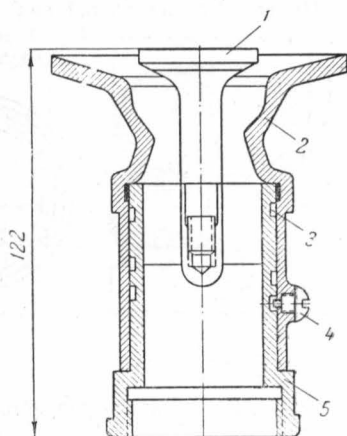


Рис. 69. Стволовой распылитель типа РС:

1 — дефлектор; 2 — конус; 3 — прокладка; 4 — винт; 5 — корпус.

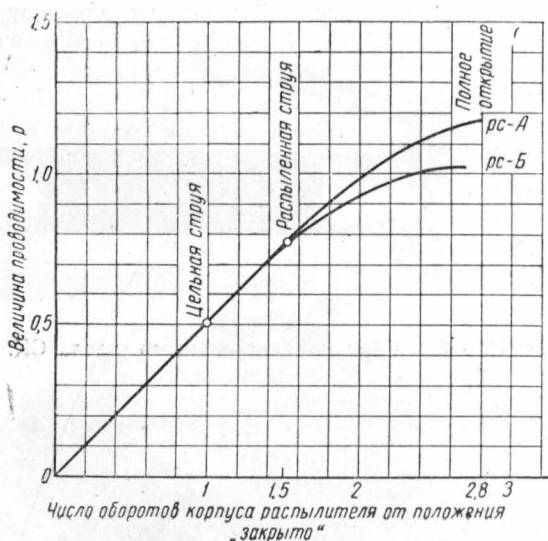


Рис. 70. График зависимости величины проводимости r от открытия стволов РС-А и РС-Б.

метром 51 мм. В настоящее время выпускаются только распылители РС-Б.

Проводимости r распылителей РС-А и РС-Б в зависимости от степени выдвигания конусной части приведены в графике, на рис. 70.

На рис. 71 показан распылитель, относящийся к группе распылителей

ударного действия, в котором струйки воды, выходящие из ряда отверстий попарно, соударяются друг с другом, образуя факел распыленной воды. Коэффициент расхода этого распылителя при отверстиях диаметром 4 мм составляет $\mu = 0,70-0,75$.

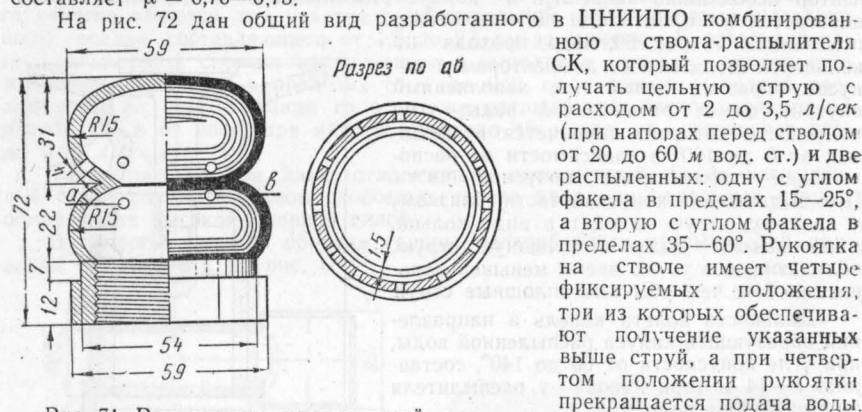


Рис. 71. Распылитель ударного действия.

по сравнению со стволом-распылителем РС является заполненный факел распыленной воды с большей однородностью раздробления.

На рис. 73 показаны детали этого комбинированного ствола.

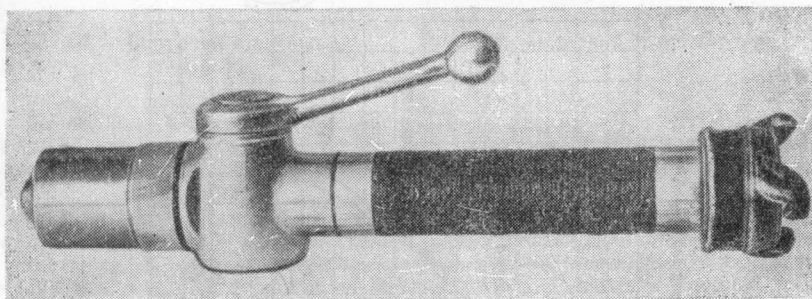


Рис. 72. Общий вид комбинированного ствола СК.

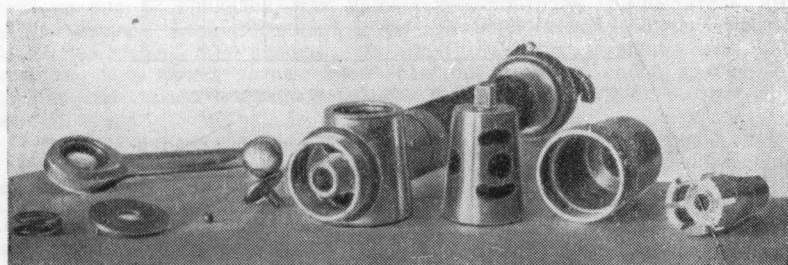


Рис. 73. Детали комбинированного ствола СК.

Сравнительные данные по расходам воды и длинам струи (по крайним каплям), по данным ЦНИИПО, приведены в табл. 44.

Таблица 44

Сравнительные данные стволов СК, КР-Б и РС

Вид струи	Напор у ствола в м вод. ст.	Расход воды в л/сек			Длина струи, считая по крайним каплям, в м		
		ствол СК	ствол КР-Б	ствол РС	ствол СК	ствол КР Б	ствол РС
Цельная струя	20	1,98	2,25	2,27	21,0	20,5	18,0
	40	2,79	3,31	3,35	30,5	31,0	28,0
	60	3,47	4,12	4,00	37,0	38,0	34,0
Распыленная струя с углом распыла в пределах 15—25°	20	2,17	—	2,59	15,0	—	8,0
	40	3,08	—	3,85	17,0	—	10,0
	60	3,85	—	4,55	18,5	—	9,0
Распыленная струя с углом распыла в пределах 35—60°	20	1,67	—	4,17	10,0	—	6,0
	40	2,44	—	6,01	12,0	—	6,5
	60	3,09	—	7,47	14,0	—	6,0
Защитный зонт. Угол распыла 100—120°	20	—	—	5,28	—	—	4,0
	40	—	—	7,12	—	—	4,5
	60	—	—	8,55	—	—	4,0

Необходимо отметить, что теоретически вопрос получения распыленных струй до настоящего времени еще мало изучен. Поэтому оценка каждой конструкции распылителя применительно к той области употребления, для

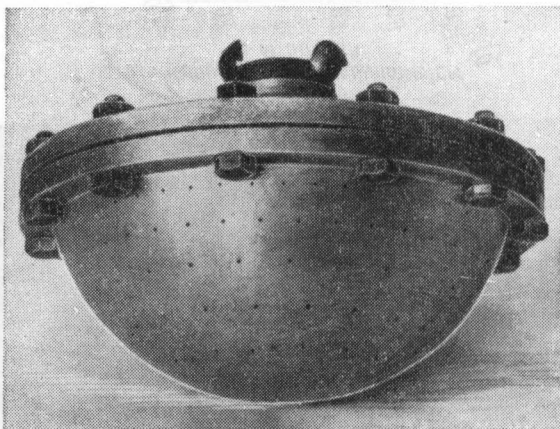


Рис. 74. Высокоскоростной распылитель.

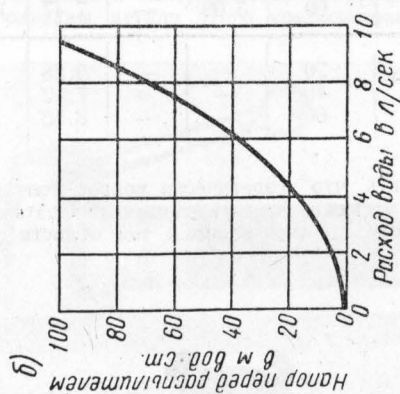
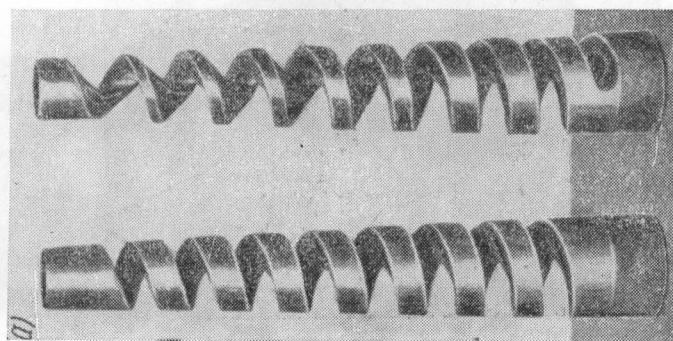


Рис. 75. Винтовой распылитель: а — общий вид; б — график расхода воды из винтового распылителя; в — микрофотография каплей из распылителя (увеличено в 50 раз).

которой он предназначается, дается на основании испытаний распылителей, с получением указанных выше параметров, характеризующих распыленные струи, а в ряде случаев и на основании проверки эффективности при тушении опытных пожаров.

Хорошие результаты распыла дает разработанный в ЦНИИПО распылитель, выполненный в виде полусферы с многочисленными отверстиями, снабженными завихрителями (рис. 74). Этот распылитель имеет 151 форсунку центробежного типа. Общий расход воды из этих форсунок составляет около 7 л/сек при напоре перед форсункой 10 атм. Наибольшая площадь орошения распылителем — около 22 м², средний размер капель (определен посредством улавливания их на пластинку с вазелиновым маслом) составляет порядка 80—100 микрон.

На рис. 75 показаны винтовые распылители, также разработанные в ЦНИИПО. Дисперсность капель, получаемых от этих распылителей, — около 150—200 микрон при давлении перед распылителем 8—10 атм. Наибольшая орошаемая площадь, достигнутая винтовыми распылителями, составляет около 100 м². Коэффициент расхода $\mu \approx 0,22$. Вода, выходящая из отверстия этого распылителя, ударяется о плоскости винтовой конической спирали и распыляется до мелкодисперсного состояния в виде многоярусного факела. Последние два распылителя применялись с положительными результатами при опытном тушении горящего бензина в резервуарах площадью 22 и 50 м². Особенно целесообразно применение винтового спирального распылителя ввиду его сравнительной простоты и меньшей склонности к засорению.

ГЛАВА VIII

РАСЧЕТ РУКАВНЫХ СИСТЕМ

1. ОБЩИЕ ЗАДАЧИ РАСЧЕТА РУКАВНЫХ СИСТЕМ

Рассмотрение вопросов расчета рукавных систем (без учета работы насосов) начнем с расчетной схемы, приведенной на рис. 76.

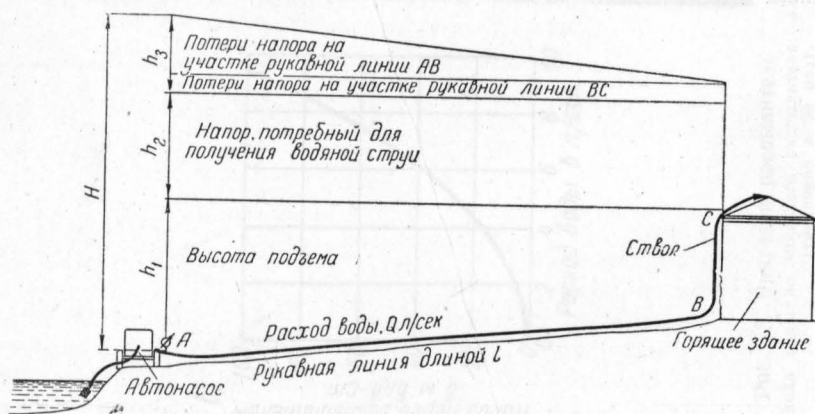


Рис. 76.

Как видно из рисунка, потребный напор H в начале рукавной линии складывается из следующих составляющих:

- h_1 — высоты подъема (разность высотного расположения пожарного ствола и начала рукавной линии);
- h_2 — напора, необходимого для получения струи требуемого радиуса действия;
- h_3 — потерь напора в рукавной линии.

Таким образом

$$H = h_1 + h_2 + h_3.$$

Расход воды в этом случае зависит от располагаемого напора у ствола и диаметра насадка. При этом сопротивление

самого ствола не учитываем, принимая во внимание лишь сопротивление spryska.

Обычно в заданные величины входят: высота подъема h_1 , длина рукавной линии l , однако в некоторых случаях, например при перекачке, длина рукавной линии — это величина, требующая определения.

Искомыми же величинами являются: напор в начале рукавной линии H , напор у насадка h_2 , диаметр насадка d и расход воды Q , потери напора в рукавной линии h_3 в зависимости от проходящего расхода, диаметра, рода рукавов (характеристики его внутренней поверхности) и схемы их прокладки.

Таким образом, задача расчета рукавных систем сводится к отысканию одной или нескольких величин из H_1, h_2, d_1, Q, h_3 , например h_2, d_1, Q, h_3 в зависимости от H .

Типовые задачи на расчет рукавных систем приведены ниже, в примерах расчетов.

2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ И ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ РУКАВНЫХ СИСТЕМ

Расчет рукавных систем удобнее всего производить по формуле (78) или (82)

$$h = sQ^2;$$

$$h = ns'Q^2,$$

где: h — напор;

s — сопротивление;

Q — расход воды;

n — количество рукавов;

s' — сопротивления одного рукава длиной 20 м.

Значение сопротивлений s для различных диаметров насадков пожарных стволов $s_{сnp}$ и различных диаметров рукавов s_p приведены в главах V — «Потери напора в пожарных рукавах» — и VI — «Истечение жидкости из насадков», а также в приложении I.

Для расчета сопротивлений рукавных систем рассмотрим три основных вида соединений этих систем: последовательное (например, при одинарной рукавной линии пожарный ствол и рукава представляют собой последовательное соединение сопротивлений); параллельное (при подаче воды к лафетному стволу по нескольким параллельным рукавным линиям); смешанное (магистральная рукавная линия с разветвлением на три пожарных ствола).

Последовательное соединение рукавных систем. При последовательном соединении отдельных элементов рукавных систем их сопротивления складываются. Так, например, для ли-

нии, состоящей из двух участков рукавов разного диаметра, с пожарным стволом на конце (рис. 77), имеем:

$$s_{\text{сум}} = s_1 + s_2 + s_3, \quad (106)$$

где: s_1, s_2 — сопротивления участков рукавной линии;
 s_3 — сопротивление пожарного ствола (насадка).

При этом расход воды остается постоянным.

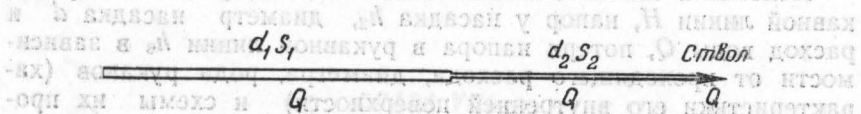


Рис. 77. Последовательное соединение рукавных систем.

Напор H в точке a будет равен

$$H = h_1 + h_2 + h_3,$$

где: $h_1 = s_1 Q^2$;

$$h_2 = s_2 Q^2;$$

$$h_3 = s_3 Q^2.$$

Следовательно,

$$H = s_1 Q^2 + s_2 Q^2 + s_3 Q^2 = (s_1 + s_2 + s_3) Q^2.$$

Обозначив

$$s_1 + s_2 + s_3 = s_{\text{сум}},$$

получим

$$H = s_{\text{сум}} Q^2, \quad (107)$$

где $s_{\text{сум}}$ — сумма сопротивлений.

Таким образом, при подаче воды через рукавную линию со стволом, поднятым на высоту h_2 , напор у насоса может быть определен по формуле

$$H = (ns' + s_{\text{сnp}}) Q^2 + h_2, \quad (108)$$

где: s' — сопротивление одного рукава длиной 20 м (см. табл. 26);

n — количество рукавов;

$s_{\text{сnp}}$ — сопротивление насадка (см. табл. 31);

h_2 — высота подъема ствола в м по отношению к расположению начала рукавной линии.

Параллельное соединение рукавных систем. При параллельном соединении (рис. 78) сопротивление системы связано с отдельными сопротивлениями зависимостью

$$\frac{1}{\sqrt{s_{\text{сум}}}} = \frac{1}{\sqrt{s_1}} + \frac{1}{\sqrt{s_2}} + \frac{1}{\sqrt{s_3}}, \quad (109)$$

где: $s_{\text{сист}}$ — общее сопротивление рукавных линий 1, 2, 3;
 s_1, s_2, s_3 — сопротивления рукавных линий 1, 2, 3 в отдельности.

Рассмотрим параллельное соединение трех рукавных линий 1, 2, 3 (см. рис. 78), по которым приходят расходы воды Q_1, Q_2, Q_3 , с сопротивлениями s_1, s_2, s_3 .

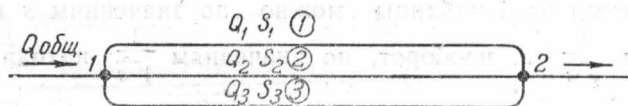


Рис. 78. Параллельное соединение рукавных систем.

Так как рукавные линии 1, 2, 3 соединяются в точках 1 и 2, где напоры одинаковы для каждой из трех линий, то, следовательно, потери напора по линиям 1, 2, 3 равны друг другу.

Из формулы $H = sQ$ расход воды равен

$$Q = \sqrt{\frac{H}{s}}.$$

Тогда для линий 1, 2, 3 можно написать

$$Q_1 = \sqrt{\frac{h_1}{s_1}};$$

$$Q_2 = \sqrt{\frac{h_2}{s_2}};$$

$$Q_3 = \sqrt{\frac{h_3}{s_3}},$$

где $h_1 = h_2 = h_3 = h$ — потери напора между точками 1 и 2.

Суммарный расход по всем трем линиям равен

$$Q_{\text{общ}} = Q_1 + Q_2 + Q_3,$$

следовательно,

$$Q_{\text{общ}} = \sqrt{\frac{h_1}{s_1}} + \sqrt{\frac{h_2}{s_2}} + \sqrt{\frac{h_3}{s_3}}$$

или

$$Q_{\text{общ}} = \sqrt{h} \left(\frac{1}{\sqrt{s_1}} + \frac{1}{\sqrt{s_2}} + \frac{1}{\sqrt{s_3}} \right).$$

Обозначив

$$\frac{1}{\sqrt{s_{\text{сист}}}} = \frac{1}{\sqrt{s_1}} + \frac{1}{\sqrt{s_2}} + \frac{1}{\sqrt{s_3}},$$

получим

$$Q_{\text{общ}} = \sqrt{h} \cdot \frac{1}{\sqrt{s_{\text{сист}}}}.$$

Следовательно, потери напора между точками 1 и 2 будут равны

$$h = s_{\text{сист}} Q_{\text{общ}}^2.$$

Для облегчения подсчетов в табл. 45 даются значения $\frac{1}{\sqrt{s}}$. При помощи этой таблицы можно по значениям s находить значения $\frac{1}{\sqrt{s}}$ и, наоборот, по значениям $\frac{1}{\sqrt{s}}$ находить значения s .

Значения $\frac{1}{\sqrt{s}}$

Таблица 45

s	$\frac{1}{\sqrt{s}}$	s	$\frac{1}{\sqrt{s}}$	s	$\frac{1}{\sqrt{s}}$	s	$\frac{1}{\sqrt{s}}$	s	$\frac{1}{\sqrt{s}}$
0,01	10,0	0,38	1,62	0,84	1,09	1,75	0,76	3,80	0,51
0,02	7,1	0,40	1,58	0,86	1,08			3,90	0,51
0,03	5,8			0,88	1,07	1,80	0,75	4,00	0,50
0,04	5,0	0,42	1,54	0,90	1,06	1,85	0,74		
0,05	4,5	0,44	1,51			1,90	0,73	4,10	0,494
		0,46	1,47	0,92	1,04	1,95	0,72	4,20	0,488
0,06	4,1	0,48	1,45	0,94	1,03	2,00	0,71	4,30	0,482
0,07	3,8	0,50	1,42	0,96	1,02			4,40	0,477
0,08	3,5			0,98	1,01	2,10	0,69	4,50	0,472
0,09	3,3	0,52	1,39	1,00	1,00	2,20	0,68		
0,10	3,2	0,54	1,36			2,30	0,66	4,60	0,467
		0,56	1,34	1,05	0,98	2,40	0,65	4,70	0,462
0,12	2,89	0,58	1,31	1,10	0,95	2,50	0,63	4,80	0,457
0,14	2,77	0,60	1,29	1,15	0,93			4,90	0,453
0,16	2,50			1,20	0,91	2,60	0,62	5,00	0,448
0,18	2,35	0,62	1,27	1,25	0,89	2,70	0,61		
0,20	2,24	0,64	1,25			2,80	0,60	5,10	0,443
		0,66	1,23	1,30	0,88	2,90	0,59	5,30	0,438
0,22	2,13	0,68	1,21	1,35	0,86	3,00	0,58	5,40	0,434
0,24	2,05	0,70	1,20	1,40	0,85			5,20	0,431
0,26	1,96			1,45	0,83	3,10	0,57	5,50	0,426
0,28	1,89	0,72	1,18	1,50	0,82	3,20	0,56		
0,30	1,83	0,74	1,16			3,30	0,55	5,60	0,422
		0,76	1,15	1,55	0,80	3,40	0,54	5,70	0,418
0,32	1,77	0,78	1,13	1,60	0,79	3,50	0,53	5,80	0,416
0,34	1,72	0,80	1,12	1,65	0,79			5,90	0,412
0,36	1,67			1,70	0,77	3,60	0,53	6,00	0,408
		0,82	1,11			3,70	0,52		

Смешанное соединение рукавных систем. В качестве примера смешанного соединения приведем схему подачи воды к трем пожарным стволам по магистральной рукавной линии с разветвлением на три линии (рис. 79).

Сопротивления отдельных линий 2—3, 2—4 и 2—5 с пожарными стволами определяются по правилу последовательного соединения, т. е.

$$s_{2-3} = s_1 + s_{спр1};$$

$$s_{2-4} = s_2 + s_{спр2};$$

$$s_{2-5} = s_3 + s_{спр3}.$$

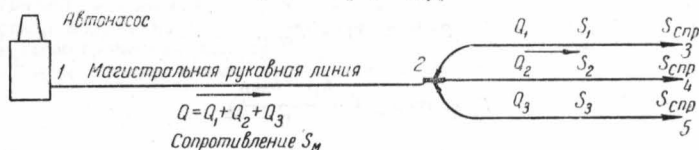


Рис. 79. Смешанное соединение рукавных систем.

Так как линии 2—3, 2—4, 2—5 включены в магистральную рукавную линию параллельно, то, следовательно, общее сопротивление этих линий по правилу параллельных соединений будет равно

$$\frac{1}{\sqrt{s_{сум}}} = \frac{1}{\sqrt{s_{2-3}}} + \frac{1}{\sqrt{s_{2-4}}} + \frac{1}{\sqrt{s_{2-5}}}.$$

Положим, что пожарные стволы имеют одинаковые диаметры насадков и сопротивления

$$s_1 = s_2 = s_3.$$

Следовательно,

$$s_{2-3} = s_{2-4} = s_{2-5}.$$

Тогда

$$\frac{1}{\sqrt{s_{сум}}} = 3 \frac{1}{\sqrt{s_{2-3}}},$$

откуда

$$3 \sqrt{s_{сум}} = \sqrt{s_{2-3}}$$

или, возведя обе части этого уравнения в квадрат, получим

$$9s_{сум} = s_{2-3}.$$

Разделив теперь обе части уравнения на 9, получим

$$s_{сум} = \frac{s_{2-3}}{9}.$$

Таким образом, для данного случая, когда $s_{2-3} = s_{2-4} = s_{2-5}$, общее сопротивление трех параллельных рукавных линий в 9 раз меньше сопротивления одной такой же рукавной линии.

Теперь остается определить общее сопротивление рукавной системы $s_{сум}$ как последовательное соединение трех параллельных рукавных линий 2—3, 2—4, 2—5, сопротивление ко-

торых $s_{сис\tau} = \frac{s_{2-3}}{9}$, и магистральной рукавной линии 1—2, сопротивление которой s_m .

Значит для данного случая

$$s_{общ} = s_m + s_{сис\tau} = s_m + \frac{s_{2-3}}{9},$$

а так как

$$s_{2-3} = s_1 + s_{снр},$$

то

$$s_{общ} = s_m + \frac{s_1 + s_{снр}}{9}.$$

Если задан расход воды Q , который должен быть подан по рукавной системе, то напор в точке 1

$$H_1 = s_{общ} Q^2.$$

Если, наоборот, известен напор H_1 в точке 1, расход определится

$$Q = \sqrt{\frac{H_1}{s_{общ}}}.$$

3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА РУКАВНЫХ СИСТЕМ

Пример. Напор в начале рукавной линии (рис. 80) равен 80 м вод. ст. Рукава непрорезиненные, диаметром 66 мм, длиной 200 м. Диаметр насадка ствола равен 19 мм.

Определить расход воды Q , напор у ствола и радиус действия компактной части струи R_k .

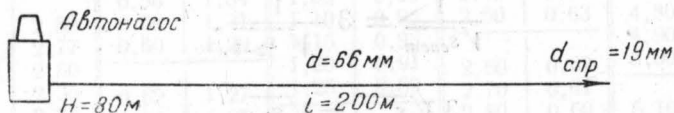


Рис. 80.

Воспользуемся формулой (108), согласно которой при $h_2 = 0$ напор в начале рукавной линии

$$H = (ns' + s_{снр}) Q^2.$$

Сопротивление одного непрорезиненного рукава s' диаметром 66 мм, согласно табл. 26 (см. главу V — «Потери напора в пожарных рукавах»), равно $s' = 0,077$.

Сопротивление spryska диаметром 19 мм по табл. 31 (см. главу VI — «Истечение жидкости из насадков») — $s_{снр} = 0,634$.

Количество рукавов n равно по условию 10.

Подставляя известные величины в формулу, получим

$$80 = (10 \cdot 0,077 + 0,634) Q^2$$

или

$$80 = 1,404 Q^2,$$

откуда $Q = \sqrt{\frac{80}{1,404}} = 7,55 \text{ л/сек.}$

По табл. 38 (см. главу VII — «Пожарные водяные струи») напор у spryska диаметром 19 мм при расходе воды 7,5 л/сек будет составлять около 35,6 м. При этом радиус действия компактной части струи равен 20 м.

Пример. Условия те же, что и для предыдущего примера, но пожарный ствол поднят на высоту 15 м (по отношению к оси насоса), таким образом геометрическая высота подъема ствола $h_2 = 15 \text{ м.}$

В этом случае также воспользуемся формулой (103)

$$H = (ns' + s_{спр}) Q^2 + h_2.$$

Подставив известные по предыдущему примеру величины и $h_2 = 15 \text{ м,}$ получим

$$80 = (10 \cdot 0,77 + 0,634) Q^2 + 15,$$

откуда

$$65 = 1,404 Q^2;$$

$$Q = \sqrt{\frac{65}{1,404}} = 6,8 \text{ л/сек.}$$



По табл. 38 напор у насадка диаметром 19 мм при расходе воды 6,8 л/сек будет составлять 29,6 м. Радиус действия компактной части струи по этой же таблице равен $R_k = 18 \text{ м.}$

Пример. Определить потребный напор у автонасоса при диаметре насадка 19 мм, радиусе действия компактной части струи $R_k = 17 \text{ м}$ и подъеме ствола на 11 м. Схема прокладки прорезиненной рукавной линии подобна приведенной на рис. 80, длина рукавной линии 400 м.

По табл. 38 для получения радиуса действия компактной части струи $R_k = 17 \text{ м,}$ при диаметре насадка $d_{нр} = 19 \text{ мм,}$ потребный напор у ствола должен быть равен $H_{спр} = 27,1 \text{ м.}$ Расход воды при этом будет $Q = 6,5 \text{ л/сек.}$

Потери напора в прорезиненной рукавной линии диаметром 77 мм и длиной 400 м по табл. 26 найдем равными

$$h_{рук} = s' n Q^2 = 0,015 \cdot 20 \cdot 6,5^2 = 12,6 \text{ м.}$$

Потребный напор в начале рукавной линии определим как сумму следующих величин:

потребного напора у пожарного ствола $h_{спр} = 27,1 \text{ м;}$

потерь напора в рукавной линии $h_{рук} = 12,6 \text{ м;}$

высоты расположения пожарного ствола $h_2 = 11,0 \text{ м.}$

Отсюда потребный напор в начале рукавной линии будет равен

$$H = h_{спр} + h_{рук} + h_2 = 27,1 + 12,6 + 11,0 = 50,7 \text{ м.}$$

Пример. Определить потребный напор у автонасоса для рукавной схемы, показанной на рис. 81, для получения рабочих пожарных струй из пожарных стволов с диаметром насадков 16 мм. Магистральная рукавная линия из прорезиненных рукавов диаметром 77 мм имеет длину 200 м. Рабочие рукавные линии из прорезиненных рукавов диаметром 51 мм, длиной каждая по 60 м. Стволы расположены на 18 м под уровнем оси насоса ($h_2 = 18 \text{ м.}$).

По табл. 41 для насадка диаметром 16 мм минимальный напор, потребный для получения рабочих пожарных струй, составляет $h_{спр} = 31 \text{ м вод. ст.}$ При этом напоре расход воды из каждого spryska, по

табл. 38, составит около 4,9 л/сек, а радиус действия компактной части струи будет составлять около 17,5 м.

Потери напора в рабочих линиях 2—3, 2—4, 2—5 будут равны

$$h_p = ns'Q^2,$$

где s' — сопротивление одного непрорезиненного рукава диаметром 51 мм, согласно табл. 26, составляет 0,24, $n = 3$,

откуда

$$h_p = 3 \cdot 0,24 \cdot 4,9^2 = 17,2 \text{ м.}$$

По магистральной рукавной линии 1—2 будет проходить расход воды Q_m , равный утроенному расходу из одного spryska, т. е.

$$Q_m = 3 \cdot 4,9 = 14,7 \text{ л/сек.}$$

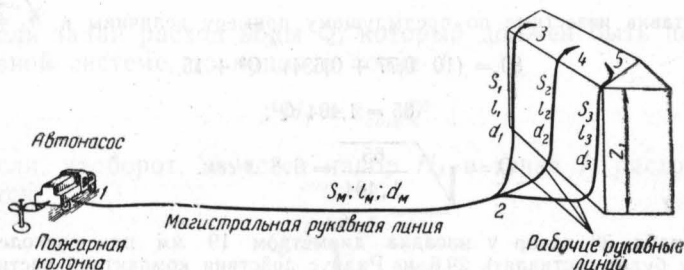


Рис. 81.

При этом расходе потери напора в магистральной рукавной линии будут равны

$$h_m = ns'Q^2 = 10 \cdot 0,015 \cdot 14,7^2 = 32,4 \text{ м,}$$

где: $n = 10$;

$s' = 0,015$ (табл. 26).

Потребный напор у автонасоса H_m определится как сумма

$$H_m = h_{cpr} + h_p + h_m + h_z = 31 + 17,2 + 32,4 + 18 = 98,6 \text{ м.}$$

Эту задачу можно решить и проще, пользуясь таблицей в приложении 3.

По этой таблице потери напора по непрорезиненной рукавной линии диаметром 51 мм, длиной 100 м, при расходе 5 л/сек составят 30 м. Следовательно, на 60 м потери напора составят

$$h_p = 30 \frac{60}{100} = 18 \text{ м.}$$

По той же таблице потери напора в магистральной линии из прорезиненных рукавов диаметром 77 мм, при расходе 15 л/сек составят 17,3 на 100 м или на 200 м

$$h_m = 17,3 \frac{200}{100} = 34,6 \text{ м.}$$

Отсюда потребный напор у автонасоса H_n будет равен

$$H_n = h_{cpr} + h_p + h_m + h_z = 31 + 18 + 34,6 + 18 = 101,6 \text{ м,}$$

или округленно 10 атм

Как видно, решение такого рода задач не встречает особых трудностей. Однако могут быть случаи, когда определить напор у автонасоса не так просто. Рассмотрим следующий пример.

Пример. Определить потребный напор у автонасоса для рукавной схемы, показанной на рис. 81.

Рабочие линии 2—3 и 2—5 из непрорезиненных рукавов диаметром 51 мм, длиной по 40 м. Диаметры насадков у стволов, присоединенных к этим линиям, — по 13 мм. Рукавная линия 2—4 из прорезиненных рукавов диаметром 66 мм, длиной 60 м. Диаметр насадка ствола равен 19 мм.

Магистральная рукавная линия 1—2 из прорезиненных рукавов диаметром 66 мм, длиной 120 м.

Пожарные стволы 3 и 5 подняты по отношению к оси насоса на 15 м, пожарный ствол 4 поднят на высоту 10 м.

Нужно определить потребный напор у автонасоса из условия получения рабочих пожарных струй с радиусом действия компактной части $R_k = 17$ м.

Вначале найдем основные расчетные данные.

При радиусе действия компактной части струи $R_k = 17$ м, по табл. 35 для диаметра spryska 13 мм

$$Q_3 = Q_5 = 3,4 \text{ л/сек};$$

$$h_{cnp_3} = h_{cnp_5} = 33,2 \text{ м};$$

для диаметра spryska 19 мм

$$Q_4 = 6,5 \text{ л/сек};$$

$$h_{cnp_4} = 27,1 \text{ м}.$$

Сопротивление одного непрорезиненного рукава диаметром 51 мм, согласно табл. 26, равно 0,24. Следовательно, сопротивление рукавных линий s_{2-3} и s_{2-5} будет равно

$$s_{2-3} = s_{2-5} = 0,24 \cdot 2 = 0,48.$$

Сопротивление одного прорезиненного рукава диаметром 66 мм, по табл. 26, равняется 0,077.

Сопротивление рукавной линии 2—3 будет

$$s_{2-3} = 0,034 \cdot 3 = 0,102.$$

Сопротивление магистральной линии 1—2 будет

$$s_{1-2} = 0,034 \cdot 6 = 0,204.$$

Поскольку характеристики рабочих линий 2—3 и 2—5 одинаковы, найдем потребный напор в точке 2 (у разветвления), исходя из подачи воды по рабочим линиям 2—3 и 2—4.

Потребный напор в точке 2 для подачи рабочих струй по линии 2—3 будет определяться

$$\begin{aligned} H'_2 &= h_{2-3} + h_2 + h_{cnp_3} = s_{2-3} Q_3^2 + 15 + h_{cnp_3} = \\ &= 0,48 \cdot 3,4^2 + 15 + 33,2 = 5,5 + 15 + 33,2 = 53,7 \text{ м}. \end{aligned}$$

Необходимый напор в точке 2 для подачи рабочей струи по линии 2—4 определится

$$\begin{aligned} H''_2 &= h_{2-4} + h_2 + h_{cnp_4} = s_{2-4} Q_4^2 + 10 + h_{cnp_4} = \\ &= 0,102 \cdot 6,5^2 + 10 + 27,1 = 41,0 \text{ м}. \end{aligned}$$

Как видно, в первом случае требуется больший напор. Если же рассчитывать по напору $H_2 = 53,7$ м, то по линии 2—4 будет больший расход воды. Найдем, насколько увеличится расход воды по рабочей линии 2—4 при напоре в точке 2 $H_2 = 53,7$ м.

Найдем условное сопротивление рабочей линии 2—4, которое можно определить как

$$s_{усл} = \frac{H_2'}{Q_4^2} = \frac{41}{6,5^2} = 0,97.$$

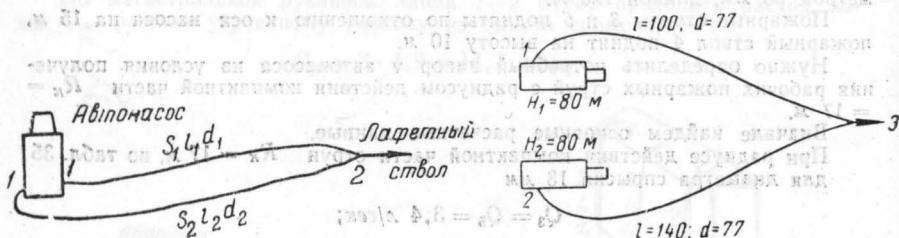


Рис. 82.

Рис. 83.

Тогда при напоре $H_2 = 53,7$ м расход воды по линии 2—4 будет

$$Q_{2-4} = \sqrt{\frac{H_2}{s}} = \sqrt{\frac{53,7}{0,97}} \approx 7,4 \text{ л/сек.}$$

Расход воды по магистрали 1—2 составит как сумма

$$Q_m = Q_3 + Q_5 + Q_1 = 3,4 + 3,4 + 7,4 = 14,2 \text{ л/сек.}$$

Потери напора по магистрали 1—2 будут равны

$$h_m = s_{1-2} Q^2 = 0,204 \cdot 14,2^2 = 41,0 \text{ м.}$$

Потребный напор у автомасоса H_1 определится как сумма

$$H_1 = h_m + H_2 = 41,0 + 53,7 = 94,7 \text{ м.}$$

Пример. Определить потребный напор у автомасоса (рис. 82) для подачи воды к лафетному стволу с диаметром насадка 32 мм.

Напор у лафетного ствола должен составлять 50 м вод. ст. Рукавные линии из прорезиненных рукавов диаметром 66 мм, длиной по 100 м.

По табл. 39, для $d_{ср} = 32$ мм при $H_2 = 50$ м расход воды равен

$$Q_2 = 25,1 \text{ л/сек.}$$

Расход воды на одну рукавную линию составит

$$Q_{1-2} = \frac{Q_2}{2} = 12,55 \text{ л/сек.}$$

Потери напора в каждой рукавной линии 1—2, согласно таблице приложения 3, при расходе воды 12,55 л/сек будут равны около $h_{1-2} = 27$ м (как среднее между расходом 12 и 13 л/сек).

Тогда потребный напор у автомасоса будет равен

$$H_1 = h_{1-2} + H_2 = 27 + 50 = 77 \text{ м.}$$

Пример. Определить напор у лафетного ствола с диаметром sprыска 38 мм при напоре у автомасосов $H_1 = H_2 = 80$ м вод. ст. (рис. 83). Рукавные

линии из прорезиненных рукавов диаметром 77 мм. Длина рукавных линий $l_{1-3} = 100$ м и $l_{2-3} = 140$ м.

Найдем суммарное сопротивление линий 1—3 и 2—3. Для этого воспользуемся формулами параллельного и последовательного соединения рукавных систем.

Сопротивление линии 1—3, согласно табл. 25, равно

$$s_{1-3} = 0,00077 \cdot 100 = 0,077,$$

а для линии 2—3

$$s_{2-3} = 0,00077 \cdot 140 = 0,108.$$

Суммарное сопротивление рукавных линий 1—3 и 2—3 найдем по формуле для параллельного соединения рукавных систем

$$\frac{1}{\sqrt{s_{\text{сум}}}} = \frac{1}{\sqrt{s_{1-3}}} + \frac{1}{\sqrt{s_{2-3}}} = \frac{1}{\sqrt{0,077}} + \frac{1}{\sqrt{0,108}}.$$

По табл. 44 для $s = 0,08$ (ближайшее значение к $s_{1-3} = 0,077$)

$$\frac{1}{\sqrt{0,08}} = 3,5,$$

а для $s = 0,108$

$$\frac{1}{\sqrt{0,108}} = 3,0.$$

Отсюда

$$\frac{1}{\sqrt{s_{\text{сум}}}} = 3,5 + 3,0 = 6,5;$$

$$\sqrt{s_{\text{сум}}} = \frac{1}{6,5};$$

$$s_{\text{сум}} = \frac{1}{6,5^2} \cong 0,024.$$

Сопротивление насадка диаметром 38 мм по табл. 31 равно $s_3 = 0,040$.

Тогда сопротивление всей рукавной системы с учетом сопротивления насадка лафетного ствола будет равно

$$s_{\text{общ}} = s_3 + s_{\text{сум}} = 0,040 + 0,024 = 0,064.$$

Расход воды из лафетного ствола определится по формуле $H_1 = s_{\text{общ}} Q^2$, откуда

$$Q = \sqrt{\frac{H_1}{s_{\text{общ}}}} = \sqrt{\frac{80}{0,064}} = \sqrt{1250} = 35,3 \text{ л/сек.}$$

По табл. 39 для срыска диаметром 38 мм при $Q = 35,4$ л/сек напор у срыска лафетного ствола будет около 50 м, а радиус действия компактной части струи при угле наклона к горизонтальной плоскости, равном 30° , будет $R_K \cong 36$ м.

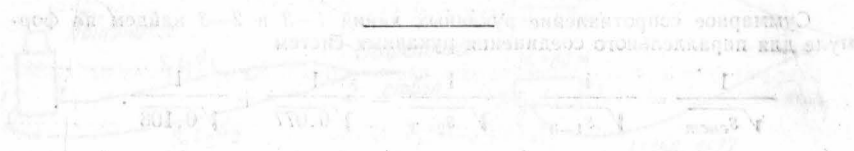
Напомним, что по условию напор на автонасосах поддерживался одинаковым. В этом случае от обоих автонасосов подавали разные расходы воды обратно пропорционально длинам линии.

По линии 1—3 от первого автонасоса должно подаваться

$$Q_1 = 35,3 \frac{140}{100 + 140} = 20,6 \text{ л/сек.}$$

По линии 2—3 от второго автонасоса

$$Q_2 = 35,3 \frac{100}{100 + 140} = 14,7 \text{ л/сек.}$$



ГЛАВА IX

НАСОСЫ

Практические задачи по подаче воды к месту пожара необходимо решить с учетом совместной работы водопроводной сети, насосов и рукавных систем. Только с учетом водоотдачи водопроводной сети, производительности и напора, развиваемых насосами, можно правильно выбрать ту или иную рукавную систему, обеспечить подачу воды к месту пожара и получение пожарных струй требуемого качества.

При подаче воды для пожаротушения возможны следующие, приведенные в табл. 46, основные случаи совместной работы насосов и рукавных систем.

Таблица 46

Основные случаи совместной работы насосов и рукавных систем
при подаче воды на тушение пожаров

Насосы	Способ подачи воды
Стационарные	По стационарным пожарным водопроводным сетям (наружные, внутренние, спринклерные и пр.)
	По рукавным системам
Передвижные (автонасосы, мотопомпы)	По рукавным системам
	По стационарным трубопроводам (например, по внутренним водопроводным сетям, через выведенные наружу полугайки)

1. НАСОСЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ПОЖАРНОМ ДЕЛЕ

При организации противопожарного водоснабжения применяются следующие типы насосов (табл. 47).

В настоящее время преимущественное распространение получили центробежные насосы, применяемые как в качестве стационарных, так и передвижных (на автонасосах, мотопомпах и пр.).

Таблица 47

Типы насосов	Для какой цели применяются
Центробежные насосы	<ol style="list-style-type: none"> 1) В качестве стационарных насосов в противопожарных водопроводах, спринклерных и дренажных установках и пр. 2) В качестве передвижных насосов, устанавливаемых на автонасосах, мотопомпах и пр.
Поршневые насосы	<ol style="list-style-type: none"> 1) В качестве стационарных насосов в старых спринклерных установках. 2) В качестве ручных насосов для сельских местностей, гидропультов; для забора воды из скважин и пр.
Ротационные (коло- вратные и шестерен- чатые) насосы	В некоторых старых типах мотопомп, авто- насосов и др.
Ведоструйные насосы	<ol style="list-style-type: none"> 1) Для забора воды с больших глубин (больше высоты всасывания насосов, т. е. более 6—7 м). 2) В виде пеногенераторов, для засасывания пенопорошка и получения химической пены. 3) В виде воздушно-пенных стволов и смесителей для подсосывания пенообразователя и воздуха. 4) Для уборки воды на пожарах, в качестве агрегата водозащитной службы
Воздухоподъемники (эрлифты)	Для подъема воды из скважин путем нагнетания туда сжатого воздуха

Широкое применение центробежных насосов обуславливается:

- 1) относительно небольшими габаритами и весом;
- 2) несложностью эксплуатации и отсутствием необходимости в частых ремонтах (по сравнению, например, с поршневыми насосами);
- 3) равномерностью подачи воды;
- 4) быстроходностью, обеспечивающей удобство привода от двигателей внутреннего сгорания или от электродвигателей;
- 5) способностью к «саморегулированию». При изменении расходов воды или прекращении подачи центробежный насос продолжает работу, не выходя из строя. Если же, например, заставить работать поршневой насос при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, это может привести к порче самого насоса или разрушению напорного трубопровода.

Однако центробежные насосы имеют и существенный недостаток, заключающийся в том, что обычно применяемые типы их в отличие, например, от поршневых насосов не являются самовсасывающими. Это вызывает необходимость предусматривать на пожарных автомобилях, мотопомпах вакуум-на-

сосы (шиберные, газоструйные и др.) или использовать компрессорную систему двигателя или разрежение, создаваемое двигателем для образования вакуума во всасывающей системе пожарных центробежных насосов.

2. НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ О ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ

Устройство и принцип действия

Основной частью центробежного насоса служит рабочее колесо, находящееся внутри улиткообразного корпуса и соединенное посредством вала с двигателем. Корпус насоса соединен со всасывающим и напорным трубопроводами (рис. 84).

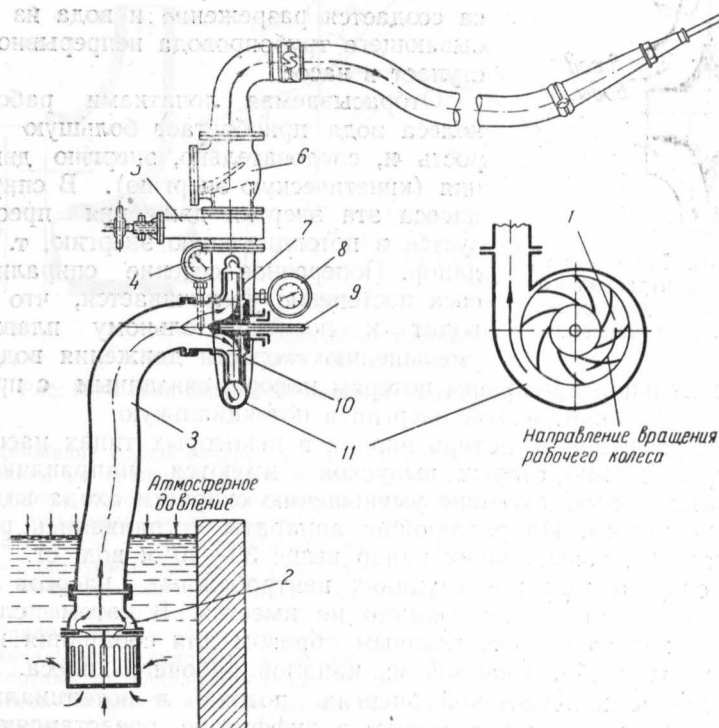


Рис. 84. Схема устройства центробежного насоса:

1 и 10 — рабочее колесо; 2 — приемный клапан; 3 — всасывающий трубопровод; 4 — вакуумметр или мановакуумметр; 5 — задвижка; 6 — обратный клапан; 7 — корпус насоса; 8 — манометр; 9 — вал от двигателя внутреннего сгорания или электродвигателя; 11 — спираль или улитка.

Всасывающий трубопровод подведен к центральной части насоса, а нагнетательный к концу спирали (улитки) последнего.

Рабочее колесо насоса состоит из двух дисков, между которыми расположены лопатки, разделяющие внутреннее пространство между дисками на отдельные каналы. Различают рабочие колеса с одно- и двусторонним подводом воды.

В первом случае (см. рис. 84) один из дисков сплошной, а второй имеет отверстие в центральной части для впуска воды внутрь колеса; во втором случае (рис. 85) впуск воды внутрь рабочего колеса производится с двух сторон.

Перед запуском насоса его корпус и всасывающий трубопровод должны быть залиты водой.

При вращении рабочего колеса вода, находящаяся в корпусе насоса, под действием центробежной силы отбрасывается от центра этого колеса и поступает в улиткообразную часть его корпуса и затем в напорный трубопровод. Вследствие того, что вода отбрасывается от центра рабочего колеса, в центральной части насоса создается разрежение и вода из всасывающего трубопровода непрерывно поступает в насос.

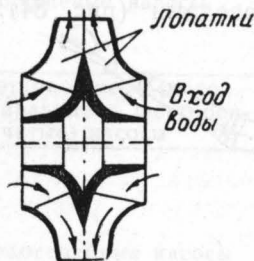


Рис. 85. Рабочее колесо центробежного насоса с двусторонним всасыванием.

Отбрасываемая лопатками рабочего колеса вода приобретает большую скорость и, следовательно, энергию движения (кинетическую энергию). В спирали насоса эта энергия движения преобразуется в потенциальную энергию, т. е. в напор. Поперечное сечение спирали насоса постепенно увеличивается, что приводит к последовательному плавному уменьшению скорости движения воды и,

следовательно, к меньшим потерям напора, связанным с преобразованием кинетической энергии в потенциальную.

Для уменьшения потерь напора в некоторых типах насосов, преимущественно старых выпусков, имеются направляющие аппараты, способствующие уменьшению скорости входа воды в спираль насоса. Направляющие аппараты устраивались ранее для насосов, развивавших напор выше 30—40 м вод. ст.

В современных конструкциях центробежных насосов направляющих аппаратов обычно не имеется. В этом случае спираль насоса служит главным образом для собирания и отвода воды, выбрасываемой из каналов рабочего колеса. Преобразование кинетической энергии потока в потенциальную (напор) происходит в основном в диффузоре, представляющем собой конически расширяющийся патрубок с углом конусности от 8 до 12°, располагаемый между улиткой насоса и напорным трубопроводом.

Теоретические основы центробежного насоса

Жидкость в центробежном насосе входит в рабочее колесо через его горловину вдоль оси насоса, со скоростью c_0 (рис. 86). У входа скорость c_0 увеличивается до c_1 , причем движение жидкости переходит из осевого в радиальное. В каналах рабочего колеса, по мере удаления жидкости к концу лопаток, происходит дальнейшее увеличение скорости до величины c_2 на

внешней окружности рабочего колеса. При этом движение жидкости происходит по сложной траектории, поскольку одновременно с вращением вместе с колесом со скоростью v она перемещается вдоль лопатки со скоростью w . При этом абсолютные скорости движения частиц жидкости c_1 (у входа) и c_2 (на выходе) определяются путем геометрического сложения соответственно окружных скоростей u_1 и u_2 и относительных скоростей перемещения жидкости вдоль лопатки w_1 и w_2 .

Предположим теперь, что насос работает без всяких гидравлических потерь и что его рабочее колесо имеет бесконечное число тонких лопаток, причем между каждой парой из них протекает элементарная струйка жидкости. Тогда весь поток жидкости можно считать разбитым на такие струйки.

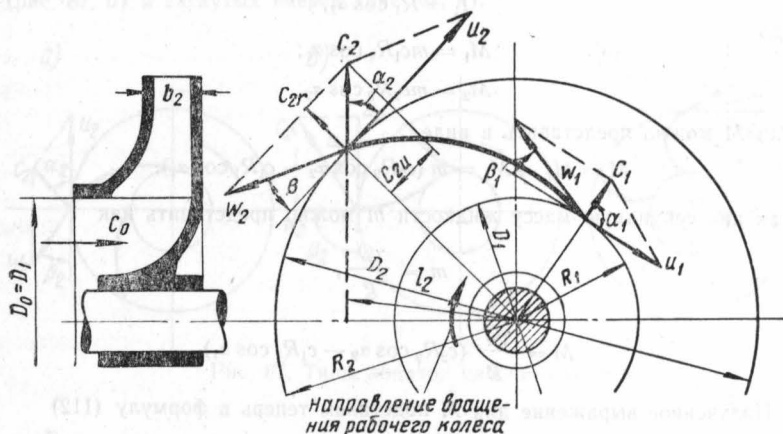


Рис. 86. Схема скоростей движения жидкости в рабочем колесе.

Движение будем считать установившимся. В этих условиях работа, затраченная на вращение рабочего колеса, должна теоретически соответствовать работе, сообщаемой жидкости и выражаемой как произведение $\gamma Q_m H_m$, где γ — объемный вес жидкости, Q_m — теоретическая производительность насоса в кг/сек и H_m — теоретический напор в м вод. ст.

Воспользуемся теперь теорией количества движения, по которой изменение момента количества движения массы жидкости, протекающей в секунду, при переходе от одного сечения к другому равно моменту внешних сил, приложенных к потоку между этими сечениями.

Начальным и конечным сечениями в данном случае примем два круговых соосных цилиндра, описанных внутренним R_1 и наружным R_2 радиусами колеса. Мощность на валу насоса, по изложенному выше, может быть выражена как

$$N = \gamma Q_m H_m \text{ в кгм/сек.} \quad (110)$$

В то же время эту мощность можно выразить как произведение момента M на валу двигателя на угловую скорость ω вращения рабочего колеса, т. е.

$$N = M\omega \text{ в кгм/сек.} \quad (111)$$

Приравнявая левые части этих двух выражений, будем иметь

$$\gamma Q_m H_m = M\omega,$$

откуда

$$H_m = \frac{M\omega}{\gamma Q_m}. \quad (112)$$

Попытаемся теперь выразить M как изменение момента количества движения на входе и выходе рабочего колеса.

Момент M количества движения секундной массы жидкости m на входе можно представить как

$$M_1 = mc_1 l_1,$$

а на выходе — как

$$M_2 = mc_2 l_2.$$

Из рассмотрения рис. 86 видно, что

$$l_2 = R_2 \cos \alpha_2$$

и

$$l_1 = R_1 \cos \alpha_1,$$

тогда

$$M_1 = mc_1 R_1 \cos \alpha_1;$$

$$M_2 = mc_2 R_2 \cos \alpha_2,$$

тогда M можно представить в виде

$$M = M_2 - M_1 = m (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1),$$

а так как секундную массу жидкости m можно представить как

$$m = \frac{\gamma Q}{g},$$

то

$$M = \frac{\gamma Q}{g} (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1).$$

Полученное выражение для M подставим теперь в формулу (112)

$$H_m = \frac{\omega}{g} (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1).$$

В этой формуле произведения ωR_2 и ωR_1 можно выразить через соответственные скорости u_2 и u_1 , т. е.

$$\omega R_2 = u_2,$$

$$\omega R_1 = u_1.$$

Таким образом,

$$H_m = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{2}. \quad (113)$$

Формула (113) представляет собой уравнение теоретического напора центробежного насоса, впервые полученное членом Петербургской Академии наук Л. Эйлером (1754 г.).

Так как $c_2 \cos \alpha_2$ можно выразить через c_{2u} , т. е. через проекцию c_2 на u_2 , а $c_1 \cos \alpha_1$ через c_{1u} , то уравнение (113) может быть представлено и как

$$H_m = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}.$$

Вернемся снова к уравнению (113). Поскольку обычно в центробежных насосах жидкость входит в межлопаточное пространство рабочего колеса радиально, то $\alpha_1 = 90^\circ$, вследствие чего уравнение (113) примет вид

$$H_m = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}. \quad (114)$$

Из формулы (114) видно, что значение H_m тем больше, чем меньше угол α_2 , т. е. угол, образованный между скоростью c_2 и окружной скоростью u_2 , следовательно, теоретический напор пропорционален окружной скорости u_2 и окружной составляющей абсолютной скорости c_2 на выходе. Меняя угол α_2 (см. рис. 86) между окружной скоростью u_2 и абсолютной скоростью c_2 на выходе из рабочего колеса, можно увеличивать или уменьшать величину составляющей $c_2 \cos \alpha_2$ и, следовательно, увеличивать или уменьшать напор, создаваемый насосом. Практически угол α_2 принимается в пределах от 6 до 15°.

Приведем три возможных типа профиля лопаток рабочего колеса (рис. 87), отогнутых назад (рис. 87, а), оканчивающихся радиально (рис. 87, б) и загнутых вперед (рис. 87, в).

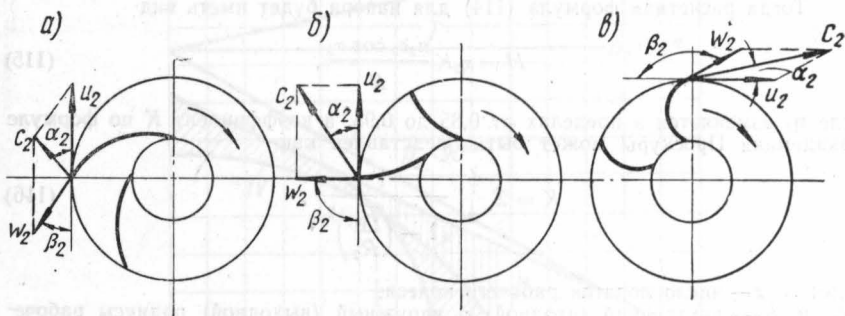


Рис. 87. Типы лопаток рабочего колеса.

В первом случае при лопатках, отогнутых назад,

$$\beta_2 < 90^\circ,$$

и поэтому

$$H_m < \frac{u_2^2}{g}.$$

Во втором случае $\beta_2 = 90^\circ$ и, следовательно, $\cos \alpha_2 = 1$. Тогда $c_2 = u_2$, и поэтому можно написать, что

$$H_m = \frac{u_2^2}{g}.$$

При лопатках, загнутых вперед, $\beta_2 > 90^\circ$, поэтому

$$H_m > \frac{u_2^2}{g}.$$

Таким образом, теоретически лопатки, загнутые вперед, дают больший напор, и жидкости сообщаются большие скорости. Однако и при преобразовании скоростного напора в давление происходят значительные потери энергии. Кроме того, профиль лопаток, загнутых вперед, имеет большую кривизну, что приводит к увеличению гидравлических потерь при движении жидкости в межлопаточном пространстве.

В то же время при лопатках, отогнутых назад, скорости c_2 имеют меньшее значение, в связи с чем преобразование скоростного напора в потенциальный происходит с меньшими потерями энергии. Колеса с лопатками, отогнутыми назад (при $\beta_2 < 90^\circ$), дают больший гидравлический коэффициент полезного действия, чем с лопатками, загнутыми вперед, у которых $\beta_2 > 90^\circ$,

Поэтому в большинстве конструкций центробежных насосов применяются рабочие колеса с отогнутыми назад лопатками с углом β_2 от 14 до 60°.

Формула (114) представляет собой уравнение для определения теоретического напора, в то время как практически получаемый напор меньше вычисленного теоретически, так как при конечном числе лопаток рабочего колеса не все частицы жидкости движутся по заданным траекториям. Кроме того, внутри насоса имеют место гидравлические сопротивления, на которые расходуется часть напора.

Поправки в формулу (114), исходя из конечного числа лопаток, могут быть учтены коэффициентом K , а поправки, учитывающие гидравлическое сопротивление, — гидравлическим коэффициентом полезного действия η_2 (пока без учета механических потерь).

Тогда расчетная формула (114) для напора будет иметь вид

$$H = \eta_2 K \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}, \quad (115)$$

где η_2 изменяется в пределах от 0,85 до 0,95, а коэффициент K по формуле академика Проскуры может быть представлен как

$$K = 2 \frac{\psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2}, \quad (116)$$

где: z — число лопаток рабочего колеса;

R_1 и R_2 — внутренний (входной) и наружный (выходной) радиусы рабочего колеса;

ψ — в свою очередь представляет собой коэффициент, учитывающий угол выхода лопатки β_2 и определяемый по формуле

$$\psi = 0,6 (1 + \sin \beta_2). \quad (117)$$

Например, при $\frac{R_1}{R_2} = 0,5$; $z = 8$ и $\beta_2 = 30^\circ$

$$\psi = 0,6 (1 + \sin 30^\circ) = 0,9; \quad K = 2 \frac{0,9}{8} \cdot \frac{1}{1 - (0,5)^2} = 0,3,$$

т. е. в данном случае поправка на конечное число лопаток составляет около 30% напора.

Теоретическая производительность насоса может быть определена по формуле

$$Q_m = Fc,$$

где: F — площадь живого сечения потока;

c — средняя скорость жидкости, нормальная к этому сечению.

По отношению к выходу из рабочего колеса (см. рис. 86)

$$F = \pi D_2 b_2,$$

а c представляет собой проекцию c_2 на продолжение радиуса и равно $c_2 \sin \alpha_2$.

Тогда

$$Q_m = \pi D_2 b_2 c = \pi D_2 b_2 c_2 \sin \alpha_2. \quad (118)$$

На графике на рис. 88 приведена теоретическая характеристика центробежного насоса.

Для построения характеристики, представляющей собой зависимость производительности насоса Q_m от напора в формуле (114) c_2 выражено через расход жидкости Q_m , определяемый по формуле (118). Не приводя не-

обходимых выкладок, которые имеются в соответствующих курсах насосов, рассмотрим кривые, показанные на графике (см. рис. 88).

Прямые *I* даны по формуле (114) для бесконечного числа лопаток и для величины угла $\beta_2 = 90^\circ$ (для лопаток, оканчивающихся радиально, по радиусу) $\beta_2 > 90^\circ$ (для лопаток, загнутых вперед) и для $\beta_2 < 90^\circ$ (для лопаток, отогнутых назад, т. е. для лопаток, обычно применяемых в центробежных насосах).

Прямая *II* дана для $\beta_2 < 90^\circ$ и конечного числа лопаток с учетом коэффициента *K*.

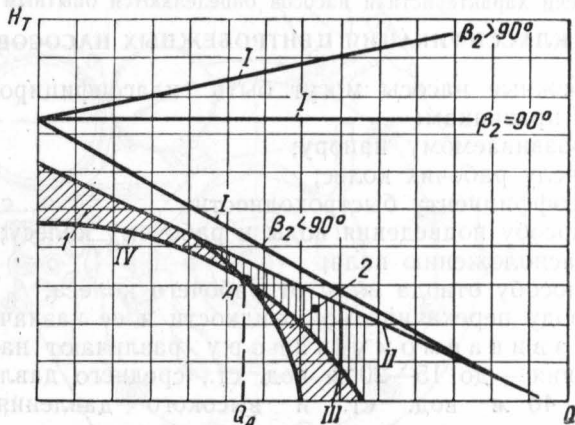


Рис. 88. Теоретическая характеристика центробежного насоса:

I — прямые теоретического напора при бесконечном числе лопаток и углов: $\beta_2 = 90^\circ$; $> 90^\circ$; $< 90^\circ$; *II* — прямая теоретического напора при конечном числе лопаток и $\beta_2 > 90^\circ$; *III* — кривая $Q-H$ с учетом потерь на трение в каналах; *IV* — кривая $Q-H$ с учетом потерь на удар при входе на лопатки рабочего колеса и направляющего аппарата;

1 — зона потерь на удар при входе на лопатки рабочего колеса и направляющего аппарата; 2 — зона потерь на трение в каналах.

Потери напора, возникающие в каналах от трения и вследствие наличия различных местных сопротивлений, которые при турбулентном режиме движения можно считать пропорциональными квадрату расхода жидкости, приводят к тому, что прямая *II* с учетом этих потерь напора превращается в кривую *III* в виде параболы с центром ее в начале координат.

Далее заметим, что рабочее колесо насоса рассчитывается на заданные параметры *H* и *Q*, например точка *A* на графике. При больших или меньших расходах воды направление движения жидкости полностью не совпадает с направлением элементов рабочих органов насоса (лопаток, каналов), вследствие чего возникают потери энергии, сообщаемой жидкости, на удар при входе на лопатки колеса и направляющего аппарата. При этом гидравлические потери при расчетном режиме работы (в данном случае для точки *A*) будут равны нулю, а для других расходов потери напора на удар будут возрастать тем более, чем значительнее отклонение режима работы насоса от нормального и будут пропорциональны $Q_x^2 - Q_A^2$, где Q_x — расход, больший или меньший расхода Q_A .

С учетом этих потерь на удар характеристика $Q-H$ насоса будет иметь вид кривой *IV*, показанный на графике (см. рис. 88).

Если учесть, что при работе насоса возникают потери, связанные с утечкой жидкости через зазоры (например, в месте примыкания входной части рабочего колеса к всасывающему патрубку корпуса насоса), то действительная подача Q будет еще меньше и кривая $Q-H$ еще несколько сместится в сторону меньших расходов Q .

Следует заметить, что построение характеристики $Q-H$ насоса путем теоретического расчета вызывает значительные трудности, так как при этом не представляется возможным учесть большое количество факторов, связанных с конструктивными особенностями и условиями работы насоса. Поэтому, практически характеристики насосов определяются опытным путем.

3. КЛАССИФИКАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Центробежные насосы могут быть классифицированы по следующим признакам:

- а) по развиваемому напору;
- б) по числу рабочих колес;
- в) по коэффициенту быстроходности;
- г) по способу подведения воды к рабочему колесу;
- д) по расположению вала;
- е) по способу отвода воды от рабочего колеса;
- ж) по роду перекачиваемой жидкости и ее назначению.

По развиваемому напору различают насосы низкого давления — до 15—20 м вод. ст., среднего давления — от 15—20 до 40 м вод. ст. и высокого давления — свыше 40 м вод. ст.

Насосы, применяемые в пожарном деле, по этой классификации относятся, как правило, к насосам высокого давления. Однако следует учитывать, что в пожарном деле под насосами высокого давления нередко подразумевают насосы с напором свыше 100 м вод. ст.

По числу рабочих колес центробежные насосы делятся на одноколесные (одноступенчатые), двухколесные (двухступенчатые) и многоколесные (или многоступенчатые).

При последовательном соединении в корпусе нескольких рабочих колес происходит увеличение развиваемого напора соответственно числу рабочих колес.

Современные насосы, развивающие около 3000 об/мин., позволяют получать напор при одном рабочем колесе до 100 м вод. ст. и более. Применяемые в пожарном деле насосы, как правило, одноколесные или двухколесные.

На рис. 89 приведена схема одноколесного центробежного пожарного насоса ПН-30 (аналогичную конструкцию имеет и насос ПН-20).

Насос ПН-30 предназначен для установки на пожарных автомобилях на шасси ЗИЛ-150 (164) и ЗИЛ-151 (157), а насос ПН-20 — на пожарных автомобилях на шасси ГАЗ-51, ГАЗ-63 и ГАЗ-69.

В основу проектирования насоса ПН-30 конструкторское бюро положило модель конденсатного насоса 6КС07, рассчитанную на производительность 15 л/сек при общем напоре 58 м вод. ст. и 2900 об/мин. Модель насоса была

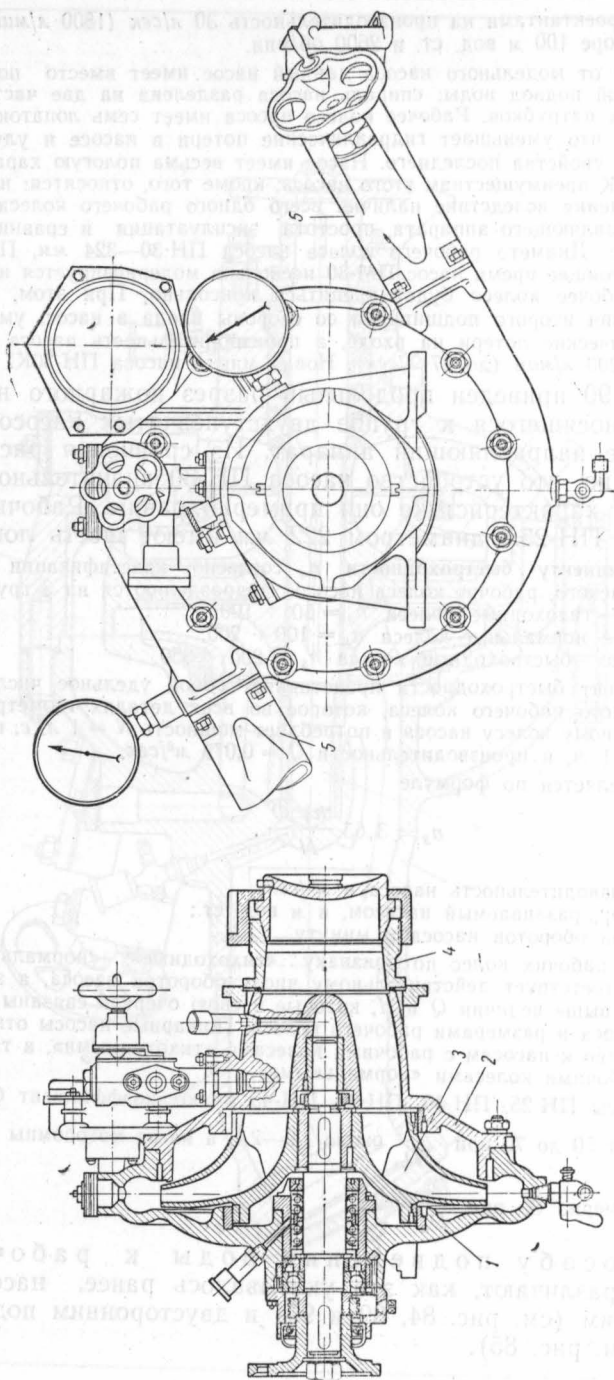


Рис. 89. Центробежный насос ПН-30:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — рабочее колесо; 4 — всасывающий патрубок; 5 — напорные патрубки.

пересчитана проектантами на производительность 30 л/сек (1800 л/мин) при расчетном напоре 100 м вод. ст. и 2600 об/мин.

В отличие от модельного насоса данный насос имеет вместо полуспирального осевой подвод воды; спираль насоса разделена на две части для двух напорных патрубков. Рабочее колесо насоса имеет семь лопаток двойной кривизны, что уменьшает гидравлические потери в насосе и улучшает кавитационные свойства последнего. Насос имеет весьма пологую характеристику $Q-H$. К преимуществам этого насоса, кроме того, относятся: несложность изготовления вследствие наличия всего одного рабочего колеса и отсутствия направляющего аппарата, простота эксплуатации и сравнительно небольшой вес. Диаметр рабочего колеса насоса ПН-30—324 мм, ПН-20—263 мм. В настоящее время насос ПМ-30 несколько модернизируется и в последующем рабочее колесо будет крепиться консольно. При этом, вследствие отсутствия второго подшипника со стороны входа в насос, уменьшаются гидравлические потери на входе, а производительность насоса увеличивается до 2200 л/мин (до 37 л/сек). Новая марка насоса ПН-30К.

На рис. 90 приведен продольный разрез пожарного насоса ПН-25А, относящегося к группе двухступенчатых насосов. Он имеет также направляющий аппарат. Из сравнения рисунков 90 и 89 видно, что устройство насоса ПН-30 значительно проще, хотя по характеристике они примерно равны. Рабочие колеса насоса ПН-25А диаметром 222 мм имеют шесть лопаток.

По коэффициенту быстроходности n_s согласно классификации проф. И. И. Куколевского, рабочие колеса насосов подразделяются на 3 группы:

I группа — тихоходные колеса $n_s = 50 \div 100$;

II группа — нормальные колеса $n_s = 100 \div 200$;

III группа — быстроходные колеса $n_s = 200 \div 350$.

Коэффициент быстроходности представляет собой удельное число оборотов эталонного рабочего колеса, которое во всех деталях геометрически подобно заданному колесу насоса и потребляет мощность $N = 1$ л. с. при напоре, равном 1 м, и производительности $Q = 0,075$ м³/сек.

Он определяется по формуле

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (119)$$

где: Q — производительность насоса в м³/сек;

H — напор, развиваемый насосом, в м вод. ст.;

n — число оборотов насоса в минуту.

Название рабочих колес по признаку «тихоходные», «нормальные» и другие не соответствует действительному числу оборотов насоса, а зависит от указанных выше величин Q и H , которые в свою очередь связаны с конструкцией насоса и размерами рабочего колеса. Пожарные насосы относятся преимущественно к насосам с рабочими колесами «тихоходными», а также к насосам с рабочими колесами «нормальными».

Так, насосы ПН-25, ПН-30, ПН-20, ПН-45 имеют коэффициент быстроходности n_s от 50 до 70 при $\frac{D_2}{D_0}$ около 1,9—2,1, а насос мотопомпы М-1200

имеет n_s примерно 80 при $\frac{D_2}{D_0} = 2,7$.

По способу подведения воды к рабочему колесу различают, как это указывалось ранее, насосы с односторонним (см. рис. 84, 89 и 90) и двусторонним подводом воды (см. рис. 85).

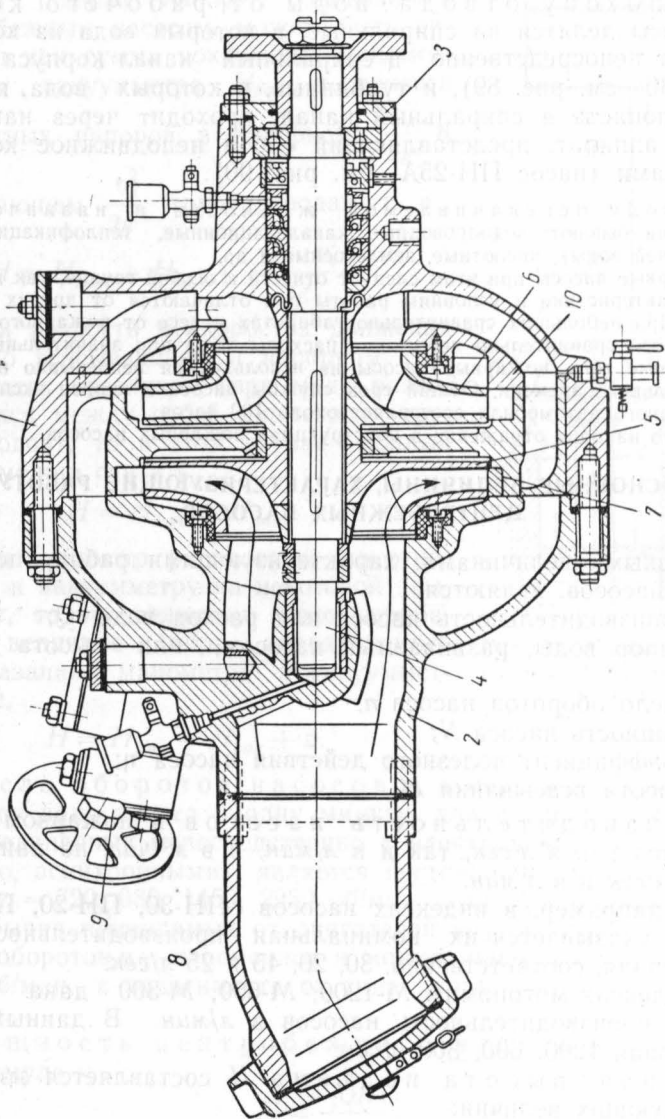


Рис. 90. Продольный разрез насоса ПН-25А:
 1 — корпус; 2 — передняя крышка; 3 — задняя крышка; 4 — вал насоса; 5 и 6 — рабочие колеса; 7 — направляющий аппарат; 8 — всасывающий патрубок; 9 — выкидные патрубки; 10 — диск переключателя.

По расположению вала различают насосы с горизонтальным и вертикальным валами. Пожарные насосы обычно имеют односторонний подвод воды и горизонтально расположенный вал.

По способу отвода воды от рабочего колеса насосы делятся на спиральные, в которых вода из колеса поступает непосредственно в спиральный канал корпуса (насос ПН-30—см. рис. 89), и турбинные, в которых вода, прежде чем попасть в спиральный канал, проходит через направляющий аппарат, представляющий собой неподвижное колесо с лопатками (насос ПН-25А—см. рис. 90).

По роду перекачиваемой жидкости и назначению насосов они бывают: водопроводные, канализационные, теплофикационные (для горячей воды), кислотные, землесосные и др.

Пожарные насосы при этом следует отнести к особой группе, так как по своей характеристике и условиям работы они отличаются от других групп насосов. При небольших сравнительно габаритах и весе от пожарного насоса требуются сравнительно небольшие расходы воды при значительных напорах. Кроме того, пожарные насосы не используются непрерывно в течение длительного времени. Общий срок службы насоса в период эксплуатации пожарного автомобиля составляет около 100 часов.

Все это находит отражение в конструкциях пожарных насосов.

4. ОСНОВНЫЕ ВЕЛИЧИНЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РАБОТУ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Основными величинами, характеризующими работу центробежных насосов, являются:

- а) производительность насоса или расход воды Q ;
- б) напор воды, развиваемый насосом, или высота подъема H ;
- в) число оборотов насоса n ;
- г) мощность насоса N ;
- д) коэффициент полезного действия насоса η ;
- е) высота всасывания $H_{вс}$.

Производительность насосов в пожарном деле измеряется как в $л/сек$, так и в $л/мин$, и в $м^3/час$, но наиболее часто в $л/сек$ и в $л/мин$.

Так, например, в индексах насосов ПН-30, ПН-20, ПН-45, ПН-25А, указывается их номинальная производительность в $л/сек$, равная, соответственно, 30, 20, 45 и 25 $л/сек$.

В индексах мотопомпы М-1200; М-600; М-300 дана номинальная производительность насосов в $л/мин$. В данных случаях равная 1200, 600, 300 $л/сек$.

Полная высота подъема H составляется из суммы следующих величин:

- а) геометрических высот всасывания $H_{вс}$ и нагнетания $H_{нг}$ (рис. 91);
- б) потерь напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах $h_{вс}$ и $h_{нг}$.

Таким образом, $H = H_{вз} + H_{нз} + h_{в} + h_{н}$.

В действительности полный напор, развиваемый насосом, включает в себя и гидравлические потери в корпусе насоса, а поэтому должен быть больше на величину этих потерь. Практически полный напор, развиваемый центробежным насосом, может быть определен как сумма показаний манометра $H_{ман}$, вакуумметра $H_{вак}$ и разности скоростных напоров в напорном $\frac{v_n^2}{2g}$ и

всасывающем $\frac{v_v^2}{2g}$ трубопроводах, т. е.

$$H = H_{ман} + H_{вак} + \frac{v_n^2 - v_v^2}{2g}.$$

Если разность в скоростях движения воды во всасывающем и напорном трубопроводах невелика (при мало различающихся между собой диаметрах трубопроводов), то в этом случае полный напор можно считать

$$H = H_{ман} + H_{вак}.$$

Если манометр расположен по отношению к вакуумметру на некоторой высоте z , то эту величину надо прибавить к величине напора, определяемого по показаниям манометра и вакуумметра, т. е.

$$H = H_{ман} + H_{вак} + z.$$

Число оборотов насосов n , измеряемое количеством оборотов вала насоса в одну минуту, для стационарных насосов, соединенных непосредственно с электродвигателями (как правило, асинхронными), является постоянным и бывает порядка $n = 720, 980, 1450, 2950$ об/мин. Для передвижных насосов, обычно приводимых от двигателей внутреннего сгорания, число оборотов n — переменное и может изменяться от 1000 до 4000 об/мин., в зависимости от типа двигателя и режима его работы.

Мощность центробежного насоса определяется по формуле

$$N = \frac{\gamma Q H}{75 \eta}, \quad (120)$$

где: N — мощность, потребная для работы насоса, в л. с.;

γ — объемный вес жидкости в кг/дм^3 ;

Q — производительность насоса в л/сек;

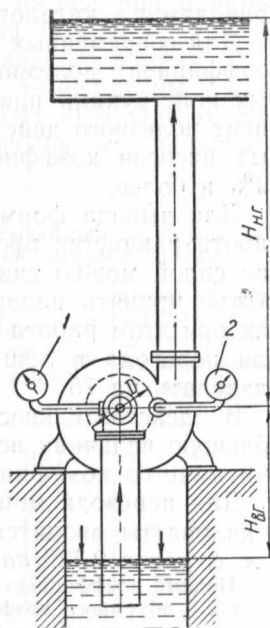


Рис. 91. Схема полного напора центробежного насоса:

1 — вакуумметр; 2 — манометр.

H — полный напор в м вод. ст.;

η — коэффициент полезного действия насоса, зависящий от конструкции и размеров насоса.

Обычно значения коэффициента полезного действия насоса приводятся в каталогах для каждого типа насосов.

Для современных насосов производительностью 15—20 л/сек коэффициент полезного действия насоса $\eta \approx 0,70$. Насосы старых конструкций при этой производительности имеют коэффициент полезного действия около 55—60%. У крупных современных насосов коэффициент полезного действия достигает 90—92% и более.

Для вывода формулы (120) вспомним из механики, что работа равняется произведению силы на путь. В данном случае силой можно считать вес жидкости γQ , а вместо пути можно принять напор H , который должен развить насос. Так как при этом работа будет измеряться в килограммометрах, то для перевода в лошадиные силы произведение γQH нужно разделить на 75.

В действительности потребляемая мощность составляет большую величину вследствие наличия потерь мощности, что и учитывается коэффициентом полезного действия η .

Для перевода мощности, выраженной в лошадиных силах, в киловатты вводится поправочный множитель 0,736 (так как 1 л. с. равна 0,736 кВт).

Полный коэффициент полезного действия насоса η складывается из:

$\eta_{об}$ — объемного коэффициента полезного действия насоса, учитывающего утечку воды через щелевые зазоры в насосе (например, между рабочим колесом и корпусом насоса и др.).

$$\eta_{об} = 0,98 + 0,99;$$

$\eta_{гидр}$ — гидравлического коэффициента полезного действия насоса, учитывающего гидравлические потери в корпусе насоса,

$$\eta_{гидр} = 0,7 + 0,9;$$

$\eta_{мех}$ — механического коэффициента полезного действия насоса, учитывающего механические потери (на трение подшипников), трение в сальниках и пр.,

$$\eta_{мех} = 0,85 + 0,95.$$

Полный коэффициент полезного действия насоса η определяется как произведение указанных коэффициентов полезного действия, т. е.

$$\eta = \eta_{об} \cdot \eta_{гидр} \cdot \eta_{мех}.$$

Следует заметить, что потери энергии на механическое трение, возникающее при работе насоса, и на гидравлические потери, превращаются в тепло. В этом можно наглядно убедиться, если заставить работать насос в течение 10—15 мин. «на себя». Прикоснувшись к корпусу насоса рукой, можно убедиться в том, что его поверхность начинает нагреваться.

Этим обстоятельством можно воспользоваться при подаче воды от пожарных насосов в зимнее время, при морозах.

так как замерзание воды в рукавных линиях и, особенно в металлических соединительных гайках и стволах, зависит от того, какое количество тепла содержит проходящая по рукавам вода. Для сообщения последней дополнительного количества тепла можно прибегнуть к работе насоса при прикрытой задвижке, заставляя его работать при большем напоре, чем это требуется для подачи воды по рукавным линиям.

В табл. 48 показано, какой перепад температуры воды можно получить за счет работы насосов ПН-30 и ПН-20. Эти данные получены во время испытания насосов при начальной температуре воды в водоеме около 2°.

Таблица 48

Перепады температур воды в напорном и всасывающем патрубках при работе насосов ПН-30 и ПН-20 при прикрытой напорной задвижке

Марка пожарных автомоби- лей	Типы насоса	Число оборотов насоса в минуту	Производи- тельность насоса в л/мин	Напор на насосе в атм	Перепад тем- пературы воды в напорном и всасывающих патрубках в град.
ПМЗ-18	ПН-30	2700	1390	10,1	0,4
		2700	1200	10,5	0,4
		2700	1000	10,6	0,5
		2700	800	11,1	0,8
		2700	600	11,9	1,0
		2700	400	10,8	1,2
		2700	200	11,2	2,5
ПМГ-21	ПН-20	2830	1180	6,3	0,4
		2900	1000	7,5	0,5
		3030	770	9,5	0,7
		3110	600	10,0	0,8
		3160	390	11,3	1,1
		3300	200	12,2	2,2

Для определения потребной мощности насоса в л. с. по производительности насоса и развиваемому напору можно воспользоваться табл. 49, составленной для коэффициента полезного действия насоса $\eta = 0,75 \div 0,60$.

Пример. Производительность насоса 20 л/сек при полном напоре $H = 80$ м вод. ст. Определить мощность насоса.

По табл. 48 для $Q = 20$ л/сек и $H = 80$ м вод. ст. мощность насоса будет равна 30,5 л. с.

Следует иметь в виду, что действительная мощность двигателя должна быть большей, учитывая потребность увеличения мощности на начальный период привода в действие насоса и на возможные случайные, не поддающиеся учету перегрузки двигателя. Это увеличение для мощностей от 5 до 50 квт составляет около 10—15%. Кроме того, необходимо учитывать в

Потребная мощность насоса в л. с. в зависимости от производительности и напора

Полный напор H в м вод. ст.	Производительность насоса в $\frac{\text{л/сек}}{\text{л/мин}}$							
	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0
	300	600	900	1200	1500	1800	2100	2400
Мощность насоса в л. с.								
10	1,1	2,2	2,9	3,8	4,6	5,5	6,2	7,1
15	1,7	3,3	4,3	5,7	6,8	8,2	9,3	10,7
20	2,2	4,5	5,7	7,6	9,1	11,0	12,5	14,2
25	2,8	5,6	7,2	9,5	11,4	13,7	15,6	17,8
30	3,3	6,7	8,6	11,5	13,7	16,5	18,7	21,2
35	3,9	7,8	10,0	13,4	16,0	19,2	21,8	24,9
40	4,4	8,9	11,4	15,3	18,3	21,9	24,9	28,5
45	5,0	10,0	12,8	17,2	20,5	24,7	28,0	32,1
50	5,5	11,1	14,3	19,0	22,8	27,4	31,1	35,6
55	6,1	12,2	15,7	21,0	25,1	30,1	34,2	39,2
60	6,7	13,3	17,1	22,9	27,4	33,0	37,3	42,7
65	7,2	14,5	18,6	24,8	29,7	35,6	40,4	46,3
70	7,8	15,6	20,0	26,7	32,0	38,3	43,6	49,8
75	8,3	16,7	21,4	28,5	34,3	41,2	46,7	53,4
80	8,9	17,8	22,9	30,5	36,5	43,8	49,8	57,0
85	9,4	18,9	24,3	32,3	38,8	46,6	52,8	60,5
90	10,0	20,0	25,7	34,3	41,2	49,3	56,0	64,1
95	10,5	21,1	27,0	36,2	43,4	52,1	59,2	67,7
100	11,1	22,2	28,5	38,1	45,7	54,8	62,2	71,2
110	12,2	24,5	31,5	41,8	50,0	60,2	68,3	78,2
120	13,3	26,7	34,3	46,0	57,8	65,8	74,6	85,4
Принятый к. п. д. насоса	0,60		0,70		0,73		0,75	

зависимости от типа соединения двигателя с насосом коэффициент полезного действия трансмиссии. С учетом этого мощность двигателей пожарных автомобилей принимается значительно большей.

Так, например, если для насоса ПН-30 при расходе воды 30 л/сек и напоре 90 м вод. ст. потребная мощность на валу насоса, согласно табл. 48, составляет около 50 л. с., то мощность двигателя автомобиля ЗИЛ-150, на котором устанавли-

бается насос, составляет до 92 л. с. Для насоса ПН-20 необходимая мощность на валу составляет при производительности 20 л/сек и напоре 90 м вод. ст. порядка 36—40 л. с., а мощность двигателя автомобиля ГАЗ-51, на котором устанавливаются эти насосы, составляет около 70 л. с.

Конечно, при этом необходимо учитывать, в какой мере номинальный режим работы насоса соответствует номинальному режиму работы двигателя, а также особенности работы двигателя автомобиля в стационарных условиях, при подаче воды.

Высота всасывания $H_{\text{в}}$ насоса всегда меньше теоретической высоты всасывания, равной 10,33 м вод. ст., т. е. полному атмосферному давлению.

Обычно высота всасывания центробежных насосов составляет 5—7 м вод. ст. и лишь для некоторых типов насосов она доходит до 7,5—8,0 м вод. ст.

Так как часть этой величины затрачивается на потери напора во всасывающем трубопроводе, то геометрическая высота всасывания $H_{\text{г}}$ (см. рис. 91), т. е. высота, с которой можно поднять воду, будет меньше, чем высота всасывания насоса (например, потери напора во всасывающей рукавной линии диаметром 100 мм, длиной 8 м при пропуске 16 л/сек воды составляет около 0,5 м. Следовательно, если принять, что высота всасывания насоса равняется 6,5 м, то высота, с которой можно поднять воду, будет составлять $6,5 - 0,5 = 6,0$ м).

Уменьшение фактической высоты всасывания по сравнению с теоретической обуславливается наличием неплотностей в соединениях корпуса насоса, в сальниковых уплотнениях вала и неравномерностью распределения скоростей на входе в рабочее колесо; при этом чем меньше входное сечение рабочего колеса, тем больше потери высоты всасывания.

Для каждого насоса с повышением производительности потери напора на всасывание увеличиваются и, наконец, достигают такой величины, при которой производительность и коэффициент полезного действия насоса резко падают. Всасывающая способность насоса зависит также от температуры перекачиваемой воды: чем выше температура воды, тем меньше высота всасывания насоса (табл. 50).

Таблица 50

Зависимость полной допустимой высоты всасывания
от температуры перекачиваемой воды

Температура воды в градусах	10	20	30	40	50	60
Высота всасывания (максимальная) в м	7,0	6,5	5,7	4,8	3,8	2,5

Кавитация насоса. Явление кавитации насоса, в результате которой уменьшаются его коэффициент полезного действия, напор и производительность или полностью прекращается подача воды, возникает при понижении давления у входа в рабочее колесо ниже упругости насыщенных паров жидкости (воды) при ее рабочей температуре. Причинами этого бывают:

- 1) большая вакуумметрическая высота всасывания, превышающая допустимую высоту;
- 2) высокая температура перекачиваемой жидкости;
- 3) дополнительные потери напора (давления) в рабочем колесе насоса (на входе).

Некоторое влияние может также оказывать и низкое барометрическое давление в той местности, где работает насос. Например, при высоте местности над уровнем моря 1000 м атмосферное давление составляет не 10,3 а 9,2 м вод. ст.

В результате понижения давления у входа в рабочее колесо происходит парообразование (вскипание) жидкости.

Возникающие при этом явления и носят характер кавитации, представляющей собой сложный процесс.

При кавитации из жидкости выделяются пар и растворенные газы (воздух).

В том месте, где образуются и выделяются растворенные газы, повышаются скорости движения жидкости (воды) и происходит беспорядочное движение воды. В области повышенного давления (в рабочем колесе насоса) происходит конденсация пузырьков пара, сопровождающаяся мгновенным местным повышением давления до значительной величины. Удар жидкости (воды) вследствие конденсации пузырьков пара на поверхности стенок каналов рабочего колеса приводит как бы к разъеданию, выщербливанию стенок каналов и лопаток рабочего колеса. Этот процесс разрушения материала, из которого изготовлено рабочее колесо, называется эрозией и является наиболее опасным последствием кавитации.

Кроме того, в результате выделения из воды кислорода воздуха может начаться разрушение рабочего колеса вследствие коррозии металла. При этом, если явление эрозии можно отнести к механическому или физическому процессу, то коррозия представляет собой химический процесс.

Кавитация обычно происходит в рабочем колесе насоса и реже — в направляющем аппарате и в спирали насоса. Внешне, при большой кавитации насоса, можно наблюдать усиленный шум, вибрацию во всасывающей части насоса и рабочего колеса и характерное «потрескивание».

Наиболее сильно подвержены кавитационному разрушению чугун и углеродистая сталь и наиболее устойчивы — нержавеющая сталь и бронза. Вот почему в большинстве насосов рабочие колеса изготовлены из бронзы. Кавитационные характеристики насосов определяются испытаниями, часто по циркуляционной схеме: резервуар — всасывающий трубопровод или рукав — насос — напорный трубопровод — резервуар. При этом на всасывающем трубопроводе или рукаве устанавливают дросселирующую задвижку, прикрытием которой изменяют высоту всасывания насоса.

5. ХАРАКТЕРИСТИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ПРИ ПОСТОЯННОМ ЧИСЛЕ ОБОРОТОВ

Правильное использование центробежного насоса возможно только в том случае, если известна его характеристика.

Поэтому выпускаемые заводами насосы снабжаются характеристиками, полученными опытным путем.

На графике, на рис. 92, приведена такая характеристика насоса ЗНКв с числом оборотов насоса $n = 2950$ об/мин.

На горизонтальной оси (оси абсцисс) этого графика нанесены расходы воды, обычно в л/сек, а на вертикальной оси (оси ординат) — напоры в м вод. ст. На график также наносятся мощности в л. с. и коэффициенты полезного действия в процентах (шкала справа).

На графике обычно показывают:

кривую $Q-H$, представляющую зависимость между расходом воды и напором, развиваемым насосом;

кривую $Q-\eta$, показывающую изменение коэффициента полезного действия насоса в зависимости от расхода воды;

кривую $Q-N$, представляющую изменение потребляемой насосом мощности в зависимости от расхода воды.

Помимо этого, для каждого насоса дается величина высоты всасывания, при которой обеспечивается нормальная работа насоса.

Пользоваться характеристикой насоса весьма просто. Положим, что насос должен подавать 30 л/сек воды. Требуется определить, какой напор H будет в этом случае развивать насос, каковы будут потребляемая мощность N и коэффициент полезного действия насоса.

По горизонтальной оси находим расход воды 30 л/сек и от этой точки (точка a) проводим вверх линию av , пересекающую кривые $Q-H$, $Q-\eta$ и $Q-N$ в точках e , g и $в$. Снося точку $в$ на шкалу напоров, отсчитываем по ней напор, равный 86 м вод. ст. Точно также, снося точку на шкалу коэффициента полезного действия, отсчитываем $\eta = 0,70$ (или 70%) и, снося точку e на шкалу мощности, отсчитываем $N = 49$ л. с.

Наиболее экономичной будет работа насоса, очевидно, при максимальном коэффициенте полезного действия, составляющем в данном случае $\eta = 0,71$, и близко к нему, т. е. в пределах 25—40 л/сек, причем снижение коэффициента полезного действия будет составлять всего 4% (с 71 до 67%). На рис. 92 зона экономичной работы заштрихована; как видно из рисунка, она находится в пределах 25—40 л/сек.

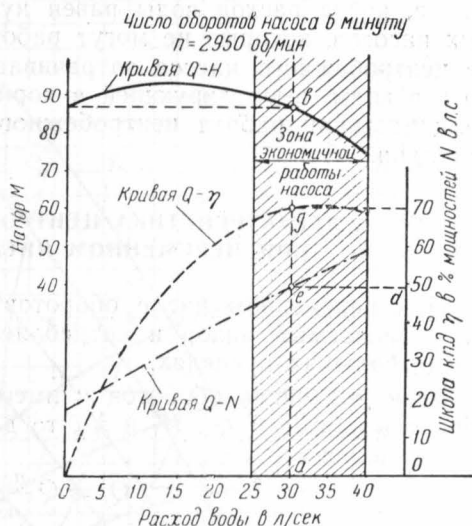


Рис. 92. Характеристика насоса ЗНКв завода им. Калинина.

Из характеристики центробежного насоса видно, что производительность и развиваемый напор при постоянном числе оборотов изменяются в широких пределах. Так, например, из характеристики насоса ЗНКв, приведенной на рис. 92, мы видим, что расход воды может изменяться в пределах от 0 до 40 л/сек, а напор — от 93 до 74 м вод. ст. Эта широта диапазона производительности относится к положительным качествам центробежных насосов. Из характеристики также видно, что центробежный насос может работать и при закрытой задвижке, когда расход воды равен нулю, в отличие от поршневых насосов, которые не могут работать «на себя». При работе центробежного насоса затрачиваемая мощность уходит на нагрев воды, циркулирующей в корпусе насоса, вследствие чего длительная работа центробежного насоса «на себя» нежелательна.

6. ХАРАКТЕРИСТИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ПРИ ПЕРЕМЕННОМ ЧИСЛЕ ОБОРОТОВ

При переменном числе оборотов производительность насоса, развиваемый напор и потребляемая мощность изменяются в еще больших пределах.

Если для числа оборотов n имеем Q , H и N , а для числа оборотов n_1 имеем Q_1 , H_1 и N_1 , то для этого нового числа оборотов получим

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= Q \frac{n_1}{n}; \\ H_1 &= H \left(\frac{n_1}{n} \right)^2; \\ N_1 &= N \left(\frac{n_1}{n} \right)^3. \end{aligned} \right\} \quad (121)$$

Пример. Найдем, как изменится производительность насоса $Q = 30$ л/сек и напор, равный $H = 86$ м, для насоса ЗНКв (см. график на рис. 92) при изменении числа оборотов с $n = 2950$ об/мин. на $n_1 = 2800$ об/мин.

$$\text{Отношение } \frac{n_1}{n} = \frac{2800}{2950} = 0,95.$$

Тогда расход воды будет равен

$$Q_1 = Q \left(\frac{n_1}{n} \right) = 30 \cdot 0,95 = 28,5 \text{ л/сек};$$

новый напор

$$H_1 = H \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 = 86 \cdot 0,95^2 = 77,5 \text{ м вод. ст.};$$

мощность

$$N_1 = N \left(\frac{n_1}{n} \right)^3 = 49 \cdot 0,95^3 = 42 \text{ л. с.}$$

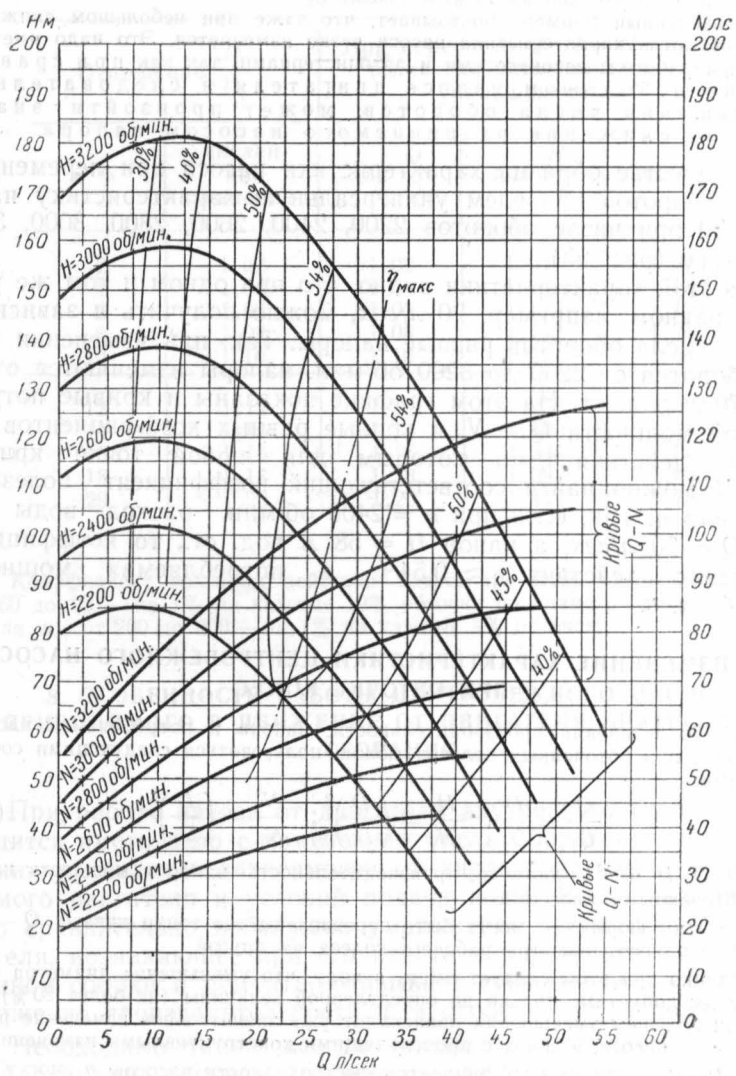


Рис. 93. Универсальная характеристика насоса Д-20.

Таким образом, при изменении числа оборотов насоса всего на $\frac{2950-2800}{2950} \cdot 100 \approx 5\%$, производительность насоса уменьшается на 5%; напор, развиваемый насосом, снижается уже на 10%, а потребляемая мощность — приблизительно на 14%.

Приведенный пример показывает, что даже при небольшом снижении числа оборотов характеристика насоса резко изменяется. Это надо иметь в виду при работе с автонасосами и автоцистернами, так как при сравнительно небольшом износе двигателя и, следовательно, уменьшении числа оборотов, может произойти значительное снижение развиваемого насосом напора.

В качестве образца характеристики насоса при переменном числе оборотов приведем универсальную характеристику насоса Д-20 при числе оборотов 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200 в минуту (рис. 93).

Из этой характеристики видно, что при одном и том же расходе, равном, например, 20 л/сек, можно получить в зависимости от числа оборотов разные напоры. Так, при изменении числа оборотов от 2200 до 3200 об/мин. напоры изменяются от 70 до 170 м вод. ст. На этом графике показаны и кривые потребляемой мощности $Q-N$, и кривые равных коэффициентов полезного действия η , по которым для любой точки кривых $Q-N$ можно найти соответствующий коэффициент полезного действия η . Так, если при $n = 2400$ об/мин. расход воды равен $Q = 20$ л/сек, а напор $H = 58$ м вод. ст., то коэффициент полезного действия $\eta \approx 0,54\%$, а потребляемая мощность $N = 44$ л. с.

7. ИЗМЕНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ПРИ ОБТОЧКЕ КОЛЕС

Для определения производительности, напора и потребляемой насосом мощности при обточенных колесах можно пользоваться следующими соотношениями:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D}{D_1}; \quad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^2; \quad \frac{N}{N_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^3, \quad (122)$$

где D , Q , H и N — диаметр, производительность, напор и мощность насоса с необточенными колесами.

По этим формулам могут быть перечислены все точки кривых $Q-N$ и $Q-H$ с одного диаметра рабочего колеса на другой.

Однако при этом следует иметь в виду, что уменьшение диаметра рабочих колес допустимо только до определенной величины (не более 20%), так как при большем уменьшении происходит уже значительное изменение режима работы насоса, в связи с происходящими конструктивными изменениями.

В зависимости от коэффициентов быстроходности насосов n_s могут быть даны следующие границы обточки: для n_s от 60 до 120 — на 20% и менее, от 120 до 200 — на 15–10%, от 200 до 300 — на 10–7%.

В табл. 51 приведены примерные значения $\frac{Q}{Q_1}$; $\frac{H}{H_1}$ и $\frac{N}{N_1}$ в зависимости от изменения соотношения $\frac{D}{D_1}$.

Изменения $\frac{Q}{Q_1}$; $\frac{H}{H_1}$ и $\frac{N}{N_1}$ в зависимости от соотношения
 диаметров рабочих колес $\frac{D}{D_1}$ при обточке диаметра D
 до диаметра D_1

Отношение $\frac{D}{D_1}$		При пересчете Q , H и N их значения для обточенных колес уменьшаются на		
в %	численное значение	для $\frac{Q}{Q_1}$	для $\frac{H}{H_1}$	для $\frac{N}{N_1}$
2	1,02	1,02	1,04	1,06
4	1,04	1,04	1,08	1,125
6	1,06	1,06	1,125	1,195
8	1,08	1,08	1,165	1,255
10	1,10	1,10	1,21	1,33
12	1,12	1,12	1,255	1,405
14	1,14	1,14	1,300	1,48
16	1,16	1,16	1,345	1,56
18	1,18	1,18	1,39	1,645
20	1,20	1,20	1,44	1,725

Коэффициент полезного действия насоса при этом уменьшается для n_s от 60 до 120 — на 1% на каждые 10% обточки по диаметру рабочего колеса и для n_s от 200 до 300 — на 1% на каждые 4% обточки.

8. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА, ПРИВОДИМОГО В ДВИЖЕНИЕ ОТ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

При работе насоса от двигателя внутреннего сгорания приходится иметь дело с изменением числа оборотов насоса в широких пределах в зависимости от характеристики и состояния самого двигателя и условий подачи воды. Выше указывалось, что сравнительно небольшое уменьшение числа оборотов двигателя, возникающее при его износе и в результате некачественной сборки и ремонта, оказывает существенное влияние на снижение производительности и, в особенности, напора насоса.

Необходимо также всегда учитывать, что двигатели автомобилей при движении работают, как правило, с переменной нагрузкой, в то время как двигатели автонасосов или мотопомп при подаче воды работают обычно в непрерывном, постоянном режиме в течение 2—3 и более часов. Вместе с тем нарушаются и условия охлаждения двигателя, которые для ра-

боты на стоянке менее благоприятны, чем для движения автомобиля, так как на охлаждение двигателя существенное влияние оказывает наличие встречного потока воздуха. Поэтому, например, число оборотов двигателей автонасоса ПМЗ-1 и ПМГ-1, непрерывно работающих на подачу воды в течение 2—3 час., составляло около $\frac{3}{4}$ от максимального числа оборотов двигателя.

Так, если для двигателя ЗИС-5, устанавливаемого на автонасосах ПМЗ-1 (ЗИС-11), максимальное число оборотов составляет около 2600 об/мин., то при непрерывной работе на насос двигатель делает примерно 1600—1700 об/мин. Из приведенной на рис. 93 универсальной характеристики насоса Д-20 видно, что для непрерывной работы его в течение 2—3 час. можно пользоваться только кривой $Q - H$ для числа оборотов насоса $n = 2200$ об/мин., что соответствует числу оборотов двигателя $n \approx 700$ об/мин.

Следует в данном случае также отметить, что насос Д-20 по своим параметрам не соответствовал условиям совместной работы с двигателем ЗИС-5.

В выпускаемых в настоящее время отечественных пожарных автомобилях, помимо учета требований, необходимых для совместной работы двигателей пожарных автомобилей и насосов, предусматриваются дополнительные устройства, улучшающие условия работы двигателей внутреннего сгорания пожарных автомобилей при подаче воды на стоянке. К таким устройствам относятся: специальные теплообменники, например на автомобилях типа ПМЗ-9, ПМЗ-10, ПМЗ-17 и ПМЗ-18, в которых происходит дополнительное понижение температуры воды, циркулирующей в водяной системе двигателя за счет более низкой температуры воды, подаваемой пожарным насосом; шестилопастный вентилятор двигателя, применяемый вместо четырехлопастного на автонасосах ПМГ-21, ПМГ-12 и автоцистернах ПМГ-6 и ПМГ-19 на летний период. Теплообменники или вентиляторы увеличенной мощности существенно улучшают условия работы двигателя пожарного автомобиля в летнее время, что имеет особенно большое значение при высокой температуре окружающего воздуха порядка 30—35°.

Поэтому в современных пожарных автомобилях число оборотов двигателя, работающего на стоянке на подаче воды, ближе к номинальному числу оборотов, чем это имело место в пожарных автомобилях ПМЗ-1 и ПМГ-1 более ранних выпусков.

Двигатели мотопомп, рассчитанные на работу на стоянке, имеют усиленную систему охлаждения и поэтому могут работать при числах оборотов, близких к максимальным.

9. ХАРАКТЕРИСТИКА $Q-H$ АВТОНАСОСОВ ПМЗ-1 (ЗИС-11) И ПМГ-1 (ГАЗ-АА) ПРИ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ

Приводимые в табл. 52 данные по расходам и напорам воды получены на основании произведенных ЦНИИПО в 1942 г. опытов с автонасосами, причем режим работы двигателей автонасосов был установлен предельным, исходя из условий непрерывной работы двигателя в течение 2—3 час.

Таблица 52

Предельные напоры и расходы воды на автонасосах
ЗИС-11 (ПМЗ-1) и ГАЗ-АА (ПМГ-1), полученные
из условия непрерывной подачи воды в течение 2—3 час.

Автонасос ЗИС-11 (ПМЗ-1)		Автонасос ГАЗ-АА (ПМГ-1)	
Расход воды в л/сек	Предель- ный напор у насоса в м вод. ст.	Расход воды в л/сек	Предель- ный напор в м вод. ст.
3	81	3	72
4	81	4	71
5	80	5	70
6	79	6	69
7	78	7	67
8	77	8	66
9	76	9	64
10	74	10	62
11	72	11	60
12	70	12	57
13	68	13	55
14	66	14	51
15	64	15	48
16	61	16	44
17	59	17	40
18	56	—	—
19	54	—	—
20	50	—	—

Для автонасосов ЗИС-11 в этом случае показания спидометра должны быть равны около 44 км/час.

Для других автонасосов такие данные можно получить опытным путем.

Приведенные в табл. 53 цифры могут быть представлены в виде следующих эмпирических формул:

для автонасосов ЗИС-11 (ПМЗ-1)

$$H_n = 82 - 0,08Q^2; \quad (123)$$

для автонасосов ГАЗ-АА (ПМГ-1)

$$H_n = 73 - 0,11Q^2, \quad (124)$$

где: H_n — напоры у автонасосов в м вод. ст.;

Q — расходы воды в л/сек.

Сводные данные производительности и напоров

Марка пожарного автомобиля мото- помпы	Принятая высота всасы- вания	Производительность									
		2 120	4 240	6 360	8 480	10 600	12 720	14 840	16 960	18 1140	
		Н а п о р а									
ПМЗ-10, ПМЗ-9 (насос ПН-25а)	1,5	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	13,5	12,5	
	3,5	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	13,5	12,5	
	6,5	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	13,5	10,0	
ПМЗ-17, ПМЗ-18 (на- сос ПН-30)	До 4 м	12,8	12,6	12,4	12,1	11,9	11,6	11,3	11,0	10,5	
	6,0 м	12,8	12,6	12,4	12,1	11,9	11,6	11,3	11,0	10,5	
ПМЗМ-1, ПМЗМ-2, ПМЗМ-3 (насос ПН-40)	1,5	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	14,5	
	3,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	14,5	
	6,5	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	14,5	
Автоцистерна на шасси: ЯАЗ-204 (насос ПН-45)	До 2 м	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	14,8	
ПМГ-19, ПМГ-21, ПМГ-36 (насос ПН-20)	2,0	11,4	11,0	10,7	10,3	9,9	9,5	9,0	8,5	8,0	
	4,0	11,4	11,0	10,7	10,3	9,9	9,5	9,0	8,5	8,0	
	6,0	11,4	11,0	10,7	10,3	9,9	9,5	9,0	8,5	8,0	
ПМГ-20 (насос ПН-20)	2,0	9,5	9,2	9,0	8,6	8,1	7,6	7,0	6,5	6,0	
	6,0	9,5	9,2	9,0	8,6	8,1	7,6	7,0	6,5	6,0	
ПМГ-6, ПМГ-12 (насос ПН-25а)	1,5	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	13,0	12,3	11,3	
	3,5	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	13,0	12,3	11,3	
	6,5	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	13,0	12,0	10,0	
Автонасос ПМЗ 1 (ЗИС-11)	Средние данные	8,2	8,1	7,9	7,8	7,4	7,0	6,6	6,1	5,6	
Автонасос ПМГ-1 (ГАЗ-АА)	Средние данные	7,4	7,1	6,9	6,6	6,2	5,7	5,1	4,4		
Мотопомпа ММ-1200	1,5	14,0	14,0	13,6	13,3	12,8	12,3	11,8	11,0	10,5	
	4,0	14,0	14,0	13,6	13,3	12,8	12,2	11,4	10,3	9,0	
	6,5	14,0	14,0	13,6	13,3	12,8	12,0	9,0			
Мотопомпа М-600	1,5	8,0	8,0	8,0	7,3	6,5	5,0				
	3,5	8,0	8,0	8,0	7,1	6,0	4,0				
	5,8	8,0	8,0	8,0	6,8	4,5					
Мотопомпа М-300	До 1 м	5,3	4,5	3,7							

Таблица 53

пожарных автомобилей и мотопомп

насосов в л/сек (верхние цифры) и в л/мин (нижние цифры)											
20 1200	22 1320	24 1440	26 1560	28 1680	30 1800	32 1920	34 2040	36 2160	38 2280	40 2400	50 3000
автонасосе-мотопомпе в атм											
12,0 12,0	11,0 10,5	10,0 5,0	9,0	7,6	6,0						
10,3 10,3	10,0 10,0	9,7 9,7	9,3 9,3	9,0 9,0	8,7 8,7	8,3 8,3	8,0 7,8	7,7	7,3	7,0	5,2
14,0 14,0 14,0	13,5 13,5 13,5	12,5 12,5 12,5	12,5 12,5 11,5	12,0 12,0 9,5	11,3 11,3	1,0 1,0	10,3 10,3	9,5 9,0	9,0 6,0		
14,5	14,0	13,5	13,3	13,0	12,5	12,0	11,7	11,0	11,0	10,5	8,0
7,4 7,4 7,4	6,8 6,8 6,8	6,2 6,2 5,5	5,5 5,5	4,9 4,3	4,1						
5,3 5,3	4,9 4,5	4,3									
10,3 10,3	9,0 9,0	8,0 5,0	6,5	5,0							
5,0											
9,7 5,0	8,8	7,7	5,0								

10. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОЖАРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И МОТОПОМП

Ниже приводятся графики характеристик $Q—H$ других, более позднего выпуска пожарных автомобилей и мотопомп. Учитывая значительное количество различных типов пожарных автомобилей, выпущенных отечественной промышленностью, графики составлялись по маркам автомобилей.

На рис. 94 приведена характеристика $Q—H$ для насосов ПН-30, установленных на пожарных автомобилях ПМЗ-17 и ПМЗ-18 (по испытаниям, проведенным в ЦНИИПО).

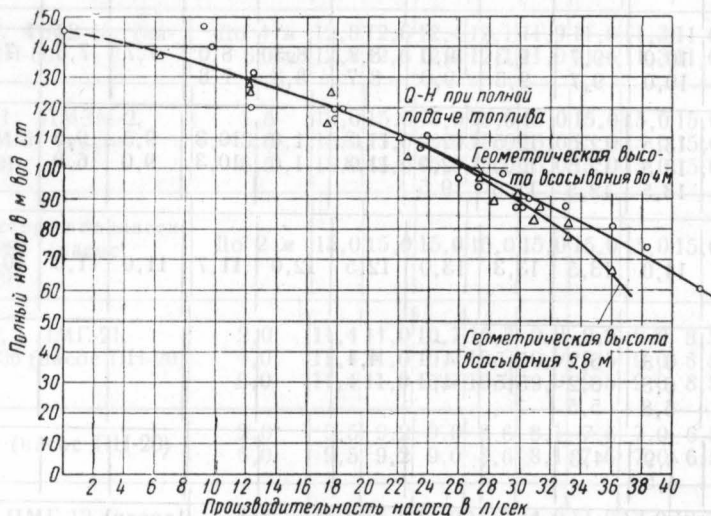


Рис. 94. Характеристика $Q—H$ для насосов ПН-30 пожарных автомобилей ПМЗ-17 и ПМЗ-18 (при полной подаче топлива в двигатель). Опытные точки взяты из данных различных испытаний пожарных автомобилей.

Эмпирическая формула зависимости H от Q при высоте всасывания до 4 м для насоса ПН-30, установленного на пожарных автомобилях ПМЗ-17 и ПМЗ-18, будет иметь вид

$$H_n = 135 - 0,05Q^2, \quad (125)$$

где: H_n — напор на насосе в м вод. ст.;

Q — производительность насоса в л/сек.

Приведенная на графике кривая $Q—H$ получена при всасывающих рукавах диаметром 125 мм. Для того чтобы показать, насколько диаметр всасывающей рукавной линии может оказывать влияние на производительность насоса на рис. 95 приводится график кривых $Q—H$ для того же насоса ПН-30, установленного на пожарных автомобилях ПМЗ-17 и ПМЗ-18

при всасывающих рукавных линиях двух диаметров — 125 и 100 мм.

Из этого графика следует, что если диаметр всасывающих рукавов не оказывает влияния на производительность и напор, развиваемые насосом примерно до 24 л/сек, то выше этого расхода при всасывающих рукавах диаметром 100 мм имеет место резкое падение характеристики $Q-H$ насоса. Причиной этому является увеличение потерь напора во всасывающей рукавной линии.

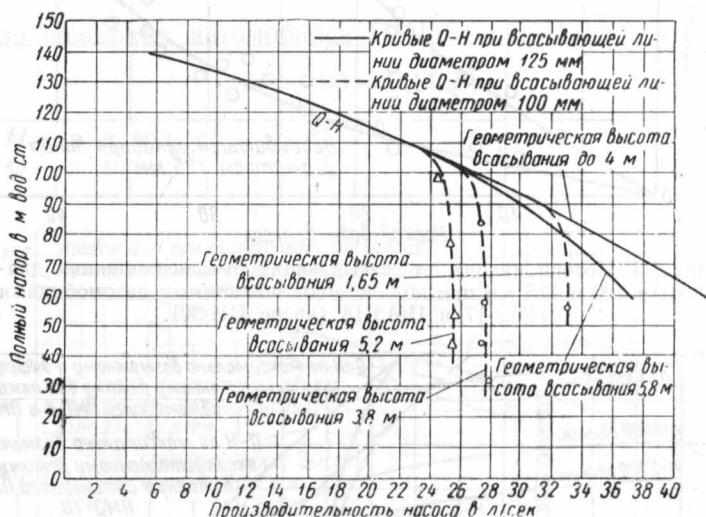


Рис. 95. Изменение характеристик $Q-H$ пожарных автомобилей ПМЗ-17 и ПМЗ-18 в связи с изменением диаметров всасывающих рукавов. Подача воды производилась при полной подаче топлива в двигатель.

Так, из графика на рис. 96 видно, что при расходе воды 30 л/сек потери напора во всасывающей рукавной линии диаметром 100 мм составляют около 5,5 м вод. ст., в то время как во всасывающей линии диаметром 125 мм они равны, примерно 1,7 м вод. ст., т. е. меньше чем в три с лишним раза.

На графике рис. 97 даны характеристики $Q-H$ для насосов ПН-25а, установленных на пожарных автомобилях ПМЗ-9; ПМЗ-10, ПМГ-6 и ПМГ-12. (Испытания проводились в ЦНИИПО.)

Помимо кривых $Q-H$, составленных применительно к максимально возможному режиму работы двигателей автомобилей на подачу воды, на этом графике приведены также кривые $Q-H$ для работы насоса ПН-25А при постоянных числах оборотов (при работе на тех же автомобилях). Следует также отметить, что построенные на этом графике кривые $Q-H$ со-

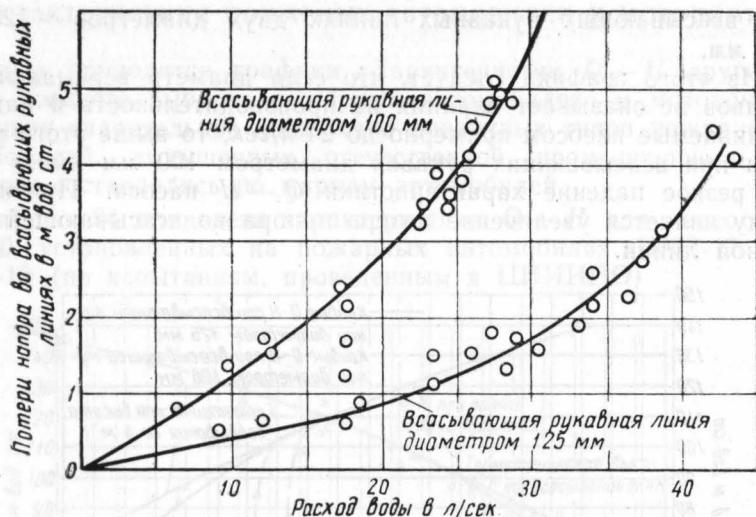


Рис. 96. Потери напора во всасывающих рукавных линиях диаметром 100 и 125 мм при подаче воды пожарными автомобилями ПМЗ-17 и ПМЗ-18 (насос ПН-30).

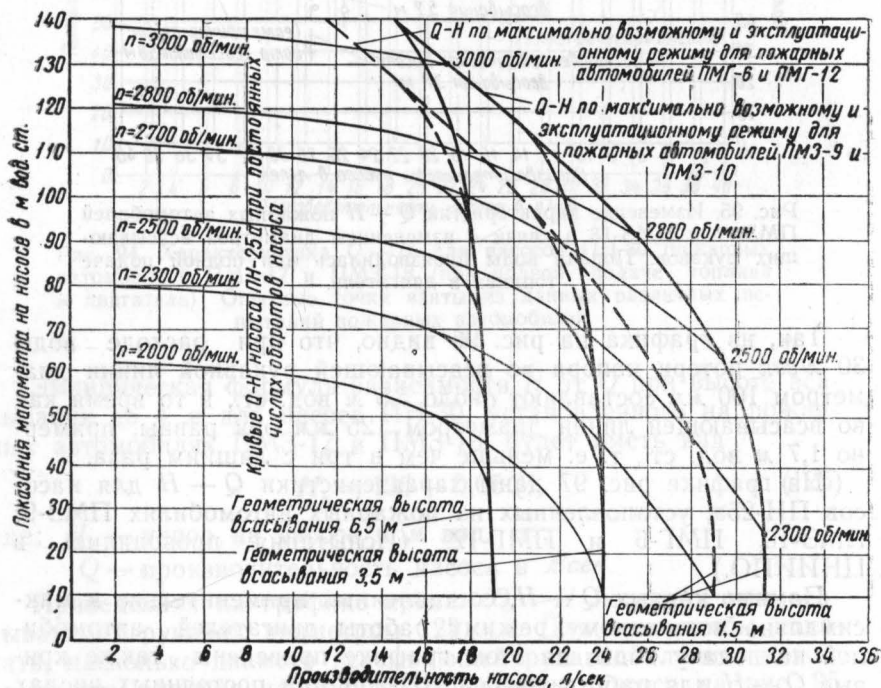


Рис. 97. Характеристика $Q-H$ для насосов ПН-25а, установленных на пожарных автомобилях ПМЗ-9, ПМЗ-10, ПМГ-6 и ПМГ-12.

ставлены по данным испытаний нескольких автомобилей, находящихся в эксплуатации в течение нескольких лет.

Для этих пожарных автомобилей эмпирические формулы зависимости напора от производительности насосов, при геометрических высотах всасываний до 1,5 м имеют вид:

для пожарных автомобилей ПМЗ-9 и ПМЗ-10

$$H = 175 - 0,13Q^2, \quad (126)$$

для пожарных автомобилей ПМГ-6 и ПМГ-12

$$H = 160 - 0,14Q^2, \quad (127)$$

где: H — в м вод. ст.;

Q — в л/сек.

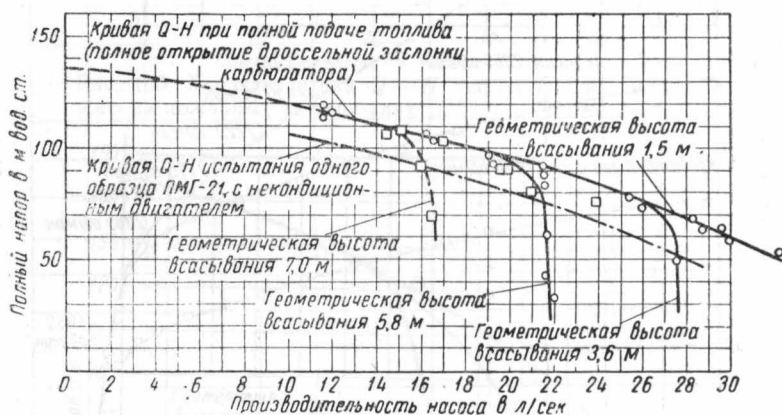


Рис. 98. Характеристика $Q-H$ для насосов ПН-20 пожарных автомобилей ПМГ-19, ПМГ-21 и ПМГ-36.

На графике, на рис. 98, приведены характеристики $Q-H$ для насосов ПН-20 пожарных автомобилей ПМГ-19, ПМГ-21 и ПМГ-36 (по данным ЦНИИПО).

Для этих автомобилей зависимость между напором и производительностью насоса имеет вид

$$H = 125 - 0,075Q^2. \quad (128)$$

Приведенные на графике, на рис. 99, характеристики насоса ПН-45 даны по результатам испытаний опытного образца и их следует считать поэтому ориентировочными.

На графике, на рис. 100, дана характеристика $Q-H$ для

насоса ПН-40, установленного на пожарных автомобилях ПМЗМ-1, ПМЗМ-2 и ПМЗМ-3, применяемых в ряде гарнизонов пожарной охраны (по данным пожарно-испытательной станции Москвы). Характеристики $Q-H$ мотопомп ММ-1200, М-600 и М-300 (по данным ЦНИИПО) даны на графиках рис. 101, 102 и 103.

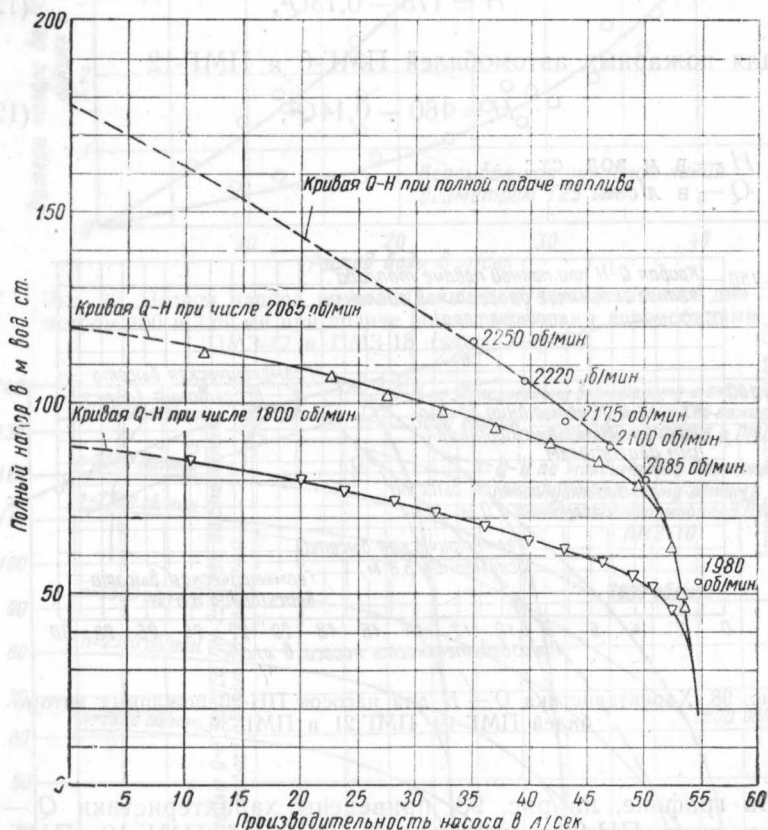


Рис. 99. Характеристика $Q-H$ насоса ПН-45 (опытный образец), работающего от двигателя ЯАЗ-204. Высота всасывания — до 2 м. Диаметр всасывающих рукавов 140 мм.

Пользование приведенными выше графиками не вызывает особых затруднений и не требует пояснений.

В табл. 52 приводятся также сводные данные производительности и напоров, развиваемых отечественными пожарными автомобилями и мотопомпами.

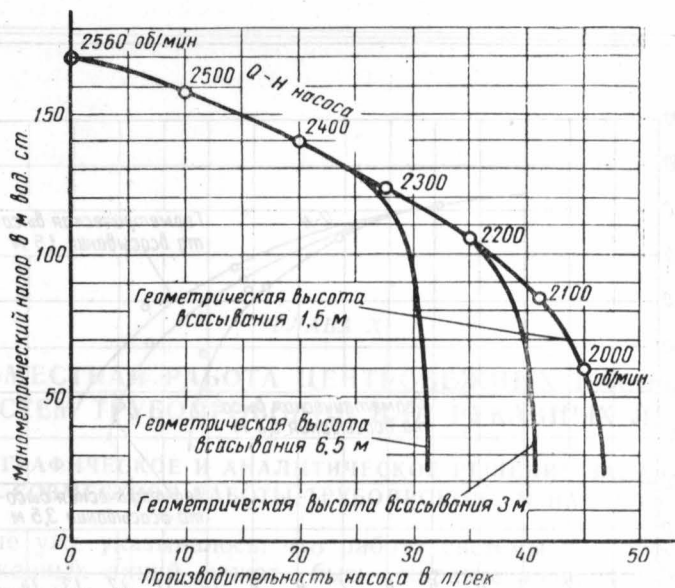


Рис. 100. Характеристика $Q-H$ насоса ПН-40, установленного на пожарных автомобилях ПМЗМ-1, ПМЗМ-2 и ПМЗМ-3.

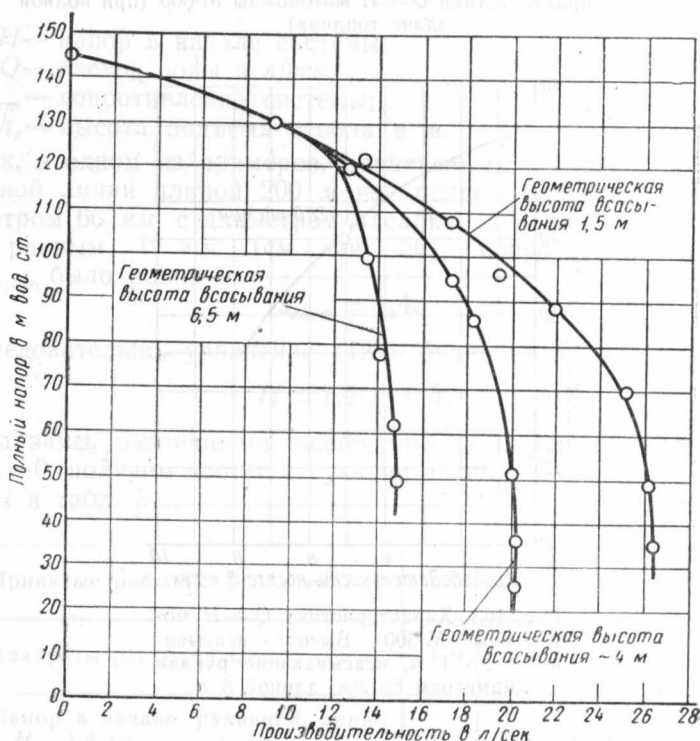


Рис. 101. Характеристика $Q-H$ мотопомпы ММ-1200 (данные по опытному образцу) при полном открытии дроссельной заслонки.

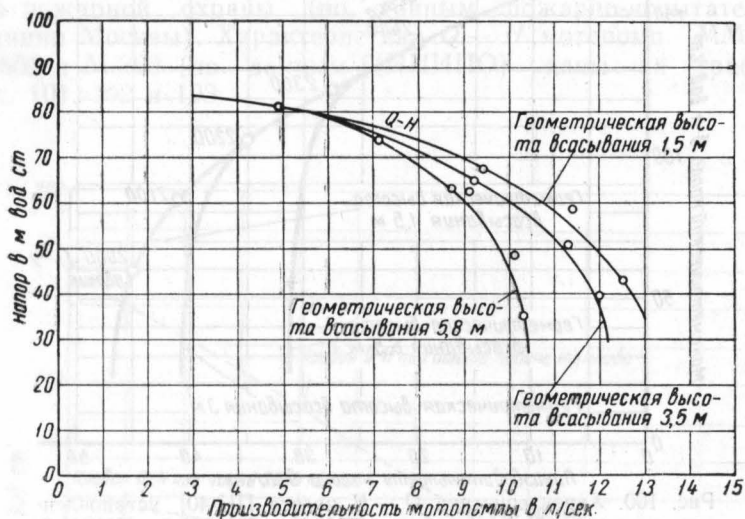


Рис. 102. Характеристика $Q-H$ мотопомпы М-600 (при полной подаче топлива).

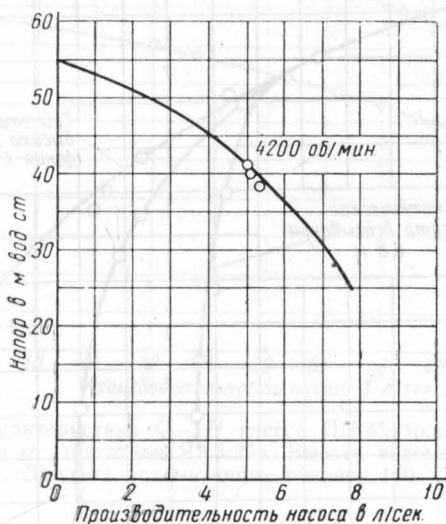


Рис. 103. Характеристика $Q-H$ мотопомпы М-300. Высота всасывания — до 1 м, всасывающие рукава диаметром 66 мм, длиной 8 м.

ГЛАВА X

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И СИСТЕМ ТРУБОПРОВОДОВ ИЛИ РУКАВНЫХ ЛИНИЙ

1. ГРАФИЧЕСКОЕ И АНАЛИТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ТРУБОПРОВОДА И НАСОСА

Выше уже указывалось, что работа системы трубопроводов или рукавных линий может быть характеризована следующим уравнением:

$$H = S_{\text{сист}} Q^2 + h_2, \quad (129)$$

где: H — напор в начале системы;

Q — расход воды в л/сек;

$S_{\text{сист}}$ — сопротивление системы;

h_2 — высота подъема ствола в м.

Так, в одном из примеров, приведенных в главе VIII, для рукавной линии длиной 200 м из непрорезиненных рукавов диаметром 66 мм, с диаметром насадка на конце рукавной линии, равным 19 мм (см. рис. 80), сопротивление системы $S_{\text{сист}}$ было равно

$$S_{\text{сист}} = 1,4.$$

Следовательно, уравнение (120) будет иметь вид

$$H = 1,4Q^2 + h_2.$$

Задаваясь различными значениями Q и решая уравнение при $h_2 = 0$, получим соответствующие величины H , которые приведены в табл. 54.

Таблица 54

Принятые расходы Q в л/сек . . .	1,0	2,0	5,0	8,0
Квадраты расходов Q^2	1,0	4,0	25,0	64,0
Напор в начале рукавной линии $H = 1,4 Q^2$	1,4	5,6	35,0	89,6

По этим данным построим график (рис. 104), на котором по вертикальной оси отложим напоры в м вод. ст. в начале рукавной линии, а по горизонтальной оси — расходы воды в л/сек. По полученным точкам *a*, *б*, *в*, *г* построим кривую, соответствующую уравнению

$$H = 1,4 Q^2.$$

Эта кривая и представляет собой графическое изображение характеристики рукавной линии.

Если пожарные стволы приподняты по отношению к оси насоса на некоторую величину h_2 (например, на 15 м), то построение кривой $H = 1,4 Q^2$ производилось бы не от начала координат, а от точки, для которой напор соответствовал бы 15 м, а расход воды равнялся нулю. Таким образом, в этом случае все точки кривой $H = 1,4 Q^2$ по оси ординат были бы подняты на 15 м.

Положим, что воду подает автонасос ЗИС-11, данные которого при непрерывной длительной работе насоса приведены в табл. 55. Кривая $Q - H$, построенная по этим данным, приведена на рис. 105. На этом же графике построим и кривую, представляющую собой характеристику рукавной линии. Пересечение двух кривых в точке *A* показывает, что в этих условиях напор на

автонасосе будет составлять $H = 77$ м вод. ст., а расход воды $Q = 7,6$ л/сек.

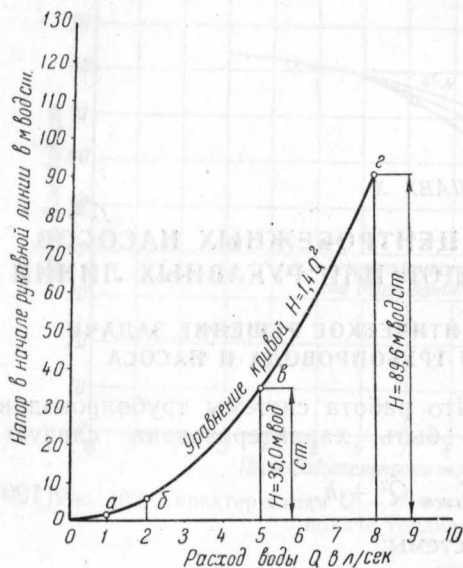


Рис. 104. Построение графика характеристики рукавной системы.

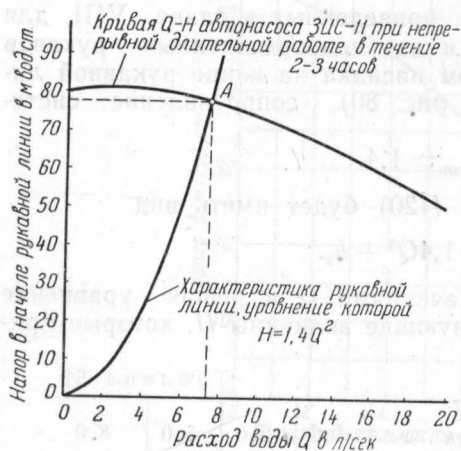


Рис. 105. Совместная характеристика насоса и рукавной линии.

Таблица 55

Наименования	12 насадков, диаметр по 13 мм				12 насадков, диаметр по 13 мм				6 насадков, диаметр по 19 мм				6 насадков, диаметр по 19 мм			
	5,0	0,5	$12 \times 200 = 2400$	3,1	5,0	0,5	$6 \times 200 = 1200$	3,1	3,5	0,5	$6 \times 400 = 2400$	3,7	3,5	0,5	$3 \times 400 = 1200$	3,9
Напор у разветвления (п. 1 таблицы) в атм																
Потери в разветвлениях 0,5 атм																
Расход воды в соответствии с п. 2 таблицы по одной ветви в л/мин																
Потери напора в магистрали по п. 3 таблицы в атм																
Потребный напор у пожарного насоса в атм																
Полный расход воды в л/мин																

Расход воды и напор на автонасосе могут быть определены и совместным решением уравнения (123), имеющего вид

$$H_n = 82 - 0,08Q^2,$$

и уравнения рукавной линии

$$H = 1,4Q^2.$$

Приравнявая правые части уравнений (так как $H_n = H$), получим

$$82 - 0,08Q^2 = 1,4Q^2,$$

откуда

$$82 = 1,4Q^2 + 0,08Q^2, \text{ или } 1,48Q^2 = 82,$$

и

$$Q^2 = \frac{82}{1,48} = 55,3.$$

Следовательно,

$$Q = \sqrt{55,3} = 7,5 \text{ л/сек.}$$

Подставив полученное значение $Q = 7,5 \text{ л/сек}$ в уравнение $H = 1,4 Q^2$, получим

$$H = 1,4 \cdot 7,5^2 = 79 \text{ м вод. ст.}$$

2. РАСЧЕТ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ПОЖАРНЫХ НАСОСОВ И РУКАВНЫХ ЛИНИЙ ПРИ ПОМОЩИ ТАБЛИЦ

Практически расчет совместной работы пожарных насосов и рукавных линий целесообразно производить при помощи таблиц. Для удобства пользования таблицы вынесены в приложения. Здесь же даются пояснения и примеры пользования таблицами.

Упрощенные таблицы первого типа для определения требуемого напора на насосе (приложение 4)

При пользовании данными таблицами следует иметь в виду, что замена двух или трех рабочих линий на эквивалентную линию магистрали, равную длине рабочей линии с эквивалентным спрыском (п. 3 табл. А и Б приложения 4), произведена из расчета длины рабочих линий 40 м. При рабочих линиях длиной 60 м к полученной величине потребного напора у автонасоса следует добавлять 0,5—0,7 ати. Практическое применение таблицы показано на следующих примерах.

Пример. Определить потребный напор у автонасоса при подаче воды по рукавной линии длиной 400 м из прорезиненных рукавов диаметром 77 мм. Диаметр насадка ствола 16 мм. Высота подъема ствола 15 м.

По табл. Б (приложение 2) находим, что потребный напор у автонасоса из расчета подачи воды из ствола на уровне земли составит 4 ати. К этому

давлению добавим 1,5 *ати* (из условия подъема ствола на высоту 15 м по отношению к оси насоса).

Таким образом, потребный напор у автонасоса получим равным $4,0 + 1,5 = 5,5$ *ати*.

Пример. Определить потребный напор у автонасоса ПМЗ-18 при подаче воды по рукавной системе, приведенной на рис. 106. Высота подъема стволов — на уровне второго этажа.

По п. 1 табл. Б для одной рукавной линии потребный напор у автонасоса найдем равным 6,5 *ати*, а расход воды из одного насадка будет равен 500 л/мин. Потребный напор у автонасоса с учетом подъема стволом на высоту второго этажа будет (см. п. 2) равен $6,5 + 1,0 = 7,5$ *ати*.

Суммарный расход воды, подаваемый от автонасоса, будет равен $500 + 500 = 1000$ л/мин.

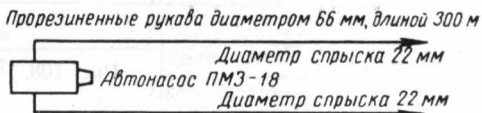


Рис. 106.

Проверим, можно ли получить заданные струи от автонасоса ПМЗ-18. По п. 5 табл. Б от автонасоса ПМЗ-18 могут быть получены две струи из стволов с насадками диаметром 22 мм.

Пример. Определить потребный напор у автонасоса ПМЗ-18 при подаче воды по рукавной системе, приведенной на рис. 107. Стволы подняты на уровень четвертого этажа.

По п. 3 табл. Б находим, что три рабочих линии с насадками диаметром по 13 мм эквивалентны магистральной линии той же длины, но с насадком диаметром 28 мм.

По п. 1 табл. Б потребный напор у автонасоса при магистральной рукавной линии длиной 300 + 40 (40 м добавляется как эквивалентная длина заменяемым рабочим линиям, каждая из которых по условию равна 40 м) и диаметре эквивалентного насадка 28 мм будет равен около 5,7 *ати*.

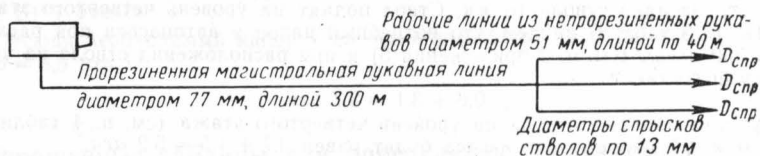


Рис. 107.

Согласно п. 2 табл. Б, к этому напору нужно добавить 1,5 *ати*.

Отсюда потребный напор у автонасоса ПМЗ-18 будет равен $5,7 + 1,5 = 7,2$ *ати*.

Если бы рабочие рукавные линии были длиной не по 40, а по 60 м, то к полученному напору надо было бы добавить еще 0,5 *ати*. Расход воды по п. 1 табл. Б составит 800 л/мин.

Из п. 5 таблицы видно, что работа по заданной схеме, с подачей воды от автонасоса ПМЗ-18, обеспечивается.

Пример. Определить, какое количество стволов с насадками диаметром 16 мм можно подать от автоцистерны ПМГ-19 при работе от гидранта и выбрать схему прокладки рукавных линий. Для рабочих рукавных линий имеются непрорезиненные рукава диаметром 51 мм, а для магистральной линии — прорезиненные диаметром 66 мм. Расстояние от места пожара до автонасоса 260 м. Стволы должны быть подняты на 10 м по отношению к оси насоса.

По п. 5 табл. Б найдем, что можно принять три или четыре ствола с насадками диаметром 16 мм.

Примем две магистральных линии с разветвлением каждой на две рабочие линии длиной по 40 м (рис. 108).

По п. 3 табл. Б найдем, что две рабочие линии при стволах с насадками диаметром по 16 мм каждый эквивалентны стволу с насадком диаметром 25 мм. Тогда, по п. 1 таблицы найдем, что для эквивалентной рукавной линии длиной $220 + 40 = 260$ м при насадке диаметром 25 мм потребный напор

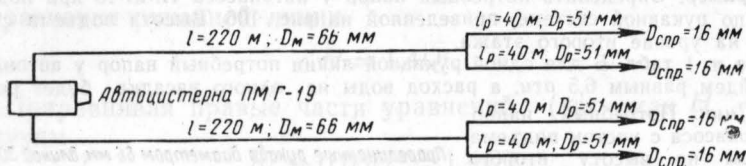


Рис. 108.

у насоса будет равен 8,0 *ати*. К этому напору нужно добавить возвышение стволов над осью насоса, равное 10 м или 1,0 *ати*. Таким образом, потребный напор у насоса будет равен $8,0 + 1,0 = 9,0$ *ати*. Расход воды (см. п. 1 табл. Б) будет равен $4 \times 300 = 1200$ л/мин. Согласно п. 5 таблицы, насос обеспечивает этот напор.

Упрощенные таблицы второго типа для определения требуемого напора на насосе (приложение 5)

В приложении 5 даны упрощенные таблицы второго типа для определения требуемого напора на насосе. Пользование этими таблицами показано на следующих примерах.

Пример. Определить потребный напор у автонасоса при подаче воды по рукавной линии длиной 360 м из прорезиненных рукавов диаметром 77 мм. Диаметр насадка ствола 16 мм. Ствол поднят на уровень четвертого этажа.

По п. 3 табл. Б найдем, что потребный напор у автонасоса при расходе воды 300 л/мин (см. п. 2 приложения 5) и при расположении ствола на уровне земли составит

$$0,6 + 3,1 = 3,7 \text{ ати.}$$

а с учетом подъема ствола на уровень четвертого этажа (см. п. 4 таблицы) необходимый напор у автонасоса будет равен $3,7 + 1,5 = 5,2$ *ати*.

Пример. Определить потребный напор у автонасоса при подаче воды по рукавной системе, приведенной на рис. 106. Стволы подняты на уровень шестого этажа.

Воспользуемся табл. Б приложения 5.

По п. 2 расход воды из ствола со sprыском 22 мм будет равен 500 л/мин.

Потребный напор у ствола для получения компактной части струи, равной 17 м, согласно п. 3 таблицы равен 2,5 *ати*.

Потери напора в рукавной линии, согласно п. 3 табл. Б, составят 3,3 *ати*.

Учитывая подъем стволов на уровень шестого этажа необходимо добавить 2 *ати*.

Таким образом, суммарный потребный напор у автонасоса будет равен $2,5 + 3,3 + 2,0 = 8,8$ *ати*.

Расход воды по обеим рукавным линиям будет равен $500 \times 2 = 1000$ л/мин.

Пример. Определить необходимый напор у насоса при подаче воды по рукавной системе, приведенной на рис. 107. Стволы подняты на уровень четвертого этажа.

Применим табл. Б приложения 5.

Напор в начале рабочих линий в соответствии с п. 1 табл. Б будет равен 4 *ати*.

Расход воды из трех стволов со sprысками диаметром 16 мм, согласно п. 2 этой же таблицы, составляет $200 \times 3 = 600$ л/мин. При этом расходе воды потери напора по магистральной линии равны около 2 ати.

С учетом подъема ствола на уровень четвертого этажа (см. п. 4 табл. Б) потребный напор у автонасоса будет составлять $4,0 + 2,0 + 1,5 = 7,5$ ати.

Пример. Определить потребный напор у насоса при подаче воды по рукавной системе, приведенной на рис. 109. Стволы подняты на уровень второго этажа.

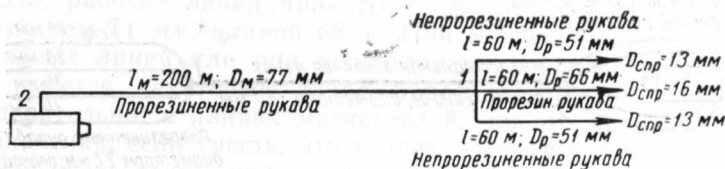


Рис. 109.

Согласно п. 1 табл. Б, наибольший напор в начале рабочих рукавных линий (в точке 1) определится из условия подачи воды по линии диаметром 51 мм и будет равен 5 ати.

Расход воды по рукавной системе будет равен (см. п. 2 табл. Б):

для sprысков диаметром 13 мм — $250 \times 2 = 500$ л/мин;

для sprысков диаметром 16 мм при напоре в начале рукавной линии 5,0 ати — 350 л/мин.

Таким образом, суммарный расход воды составит $500 + 350 = 850$ л/мин.

При этом расходе воды потери напора по магистральной рукавной линии 1—2 (см. п. 3 табл. Б) будут равны около 3,5 ати.

На подъем стволов на уровень второго этажа нужно добавить (см. п. 4 табл. Б) 1 ати.

Отсюда необходимый напор у насоса определится как сумма $4,0 + 3,5 + 1,0 = 8,5$ ати.

Упрощенные таблицы для определения требуемого напора на насосе при использовании магистральных рукавов диаметром 89 мм (приложение 6)

В приложении 6 приведена упрощенная таблица для определения требуемого напора на пожарном насосе при применении магистральных рукавов диаметром 89 мм. Такие рукава в сочетании с пожарными автомобилями марок ПМЗМ-1, ПМЗМ-2 и ПМЗМ-3 находят применение в ряде гарнизонов. Пользование таблицами аналогично применению таблиц приложения 5.

Приведем примеры пользования таблицами приложения 6.

Подсчеты в связи с их простотой даются в табл. 55.

Подача воды от пожарных автомобилей марки ПМЗМ при этих напорах обеспечивается (см. п. 5 таблицы приложения 6).

Упрощенная таблица для определения требуемого напора у насосной установки при использовании магистральной рукавной линии из прорезиненных рукавов диаметром 150 мм (приложение 7)

Пользование этой таблицей, аналогичное пользованию таблицами приложений 4 и 5, показано на приводимом ниже примере (рис. 110).

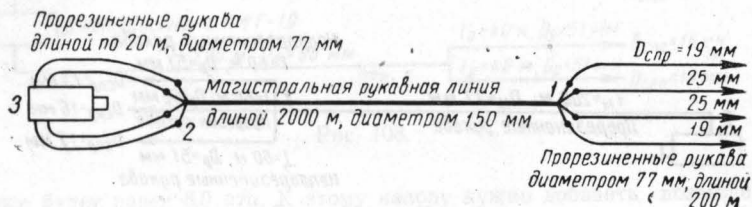


Рис. 110.

Напор в точке 1 определим, согласно п. 1 таблицы для рабочей линии со sprыском 25 мм, равным 4,5 ати.

Расход воды примем равным: из двух насадков диаметром 25 мм (п. 2 таблицы) $2 \times 650 = 1300$ л/мин; из насадка 19 мм при напоре в начале рукавной линии 3,5 ати, расход воды должен составлять 400 л/мин, однако, исходя из напора 4,5 ати, расход воды будет несколько больший и составит около 475 л/мин. Таким образом, расход воды из двух насадков диаметром по 19 мм будет равен $2 \times 475 = 950$ л/мин.

Суммарный расход воды составит $1300 + 950 = 2250$ л/мин. Длину магистральной рукавной линии примем равной (с учетом четырех параллельных подводящих рукавов диаметром 77 мм) $2000 + 60 = 2060$ м. Потери напора в магистральной рукавной линии, согласно п. 2 таблицы, будут равны ~ 5 ати. На потери напора в разветвлении добавим 0,5 ати. Таким образом, потребный напор у насоса будет равен

$$4,5 + 5,0 + 0,5 = 10,0 \text{ ати.}$$

Таблицы предельных расстояний, на которые могут прокладываться рукавные системы (приложение 8)

В приложении 8 приведены таблицы предельных расстояний, на которые могут прокладываться рукавные системы при различных схемах прокладки рукавных линий и различных высотах подъема пожарных стволов.

В связи с тем, что в настоящее время в пожарной охране имеются разнообразные типы пожарных автомобилей, явилось целесообразным разработать такие таблицы для каждого типа насосов.

Предельные расстояния даны для магистральных линий из прорезиненных и непрорезиненных рукавов диаметром 66 и 77 мм.

При составлении таблиц максимальный напор в начале рукавных линий (у автонасоса) принимался не выше 90 м вод. ст., хотя насосы пожарных автомобилей могут в ряде случаев развивать и большие напоры, но это ограничение было введено, исходя из условий работы рукавных линий и стремления не создавать в них чрезмерных давлений.

Во всех случаях, при наличии разветвлений на два или три ствола, рабочие линии приняты из непрорезиненных рукавов диаметром 51 мм, длиной 60 м. При меньших длинах рабочих рукавных линий или при использовании прорезиненных рукавов имеется некоторый запас в располагаемом напоре или, следовательно, в длинах магистралей, но это не имеет особого значения, если учесть, что в практических условиях вряд ли можно очень точно учесть все возможные факторы работы насосов и рукавных систем.

Выше указывалось, что достаточно хотя бы небольшого снижения числа оборотов двигателя, чтобы это весьма существенно отразилось на производительности и напоре, развиваемых насосом. В практике встречаются случаи, когда при разветвлении на три линии средняя линия представляет собой продолжение магистрали, а насадок пожарного ствола, питаемого этой линией, имеет больший диаметр. Для этого случая нужно учитывать суммарную производительность всех насадков, питаемых от одной магистрали, считая примерно, что производительность насадков (из условия получения компактной части струи 16—17 м) составляет:

диаметр насадков в мм . .	13	16	19	22	25	28
расход воды в л/мин . . .	200	300	400	500	650	800

Так, например, если при разветвлении на три ствола диаметры насадков крайних стволов были по 13 мм, а для среднего ствола 19 мм, то суммарный расход воды будет $2 \times 200 + 400 = 800$ л/мин, что примерно соответствует трем насадкам диаметром по 16 мм.

Предельное расстояние в этом случае можно принимать по рукавной системе с разветвлением на три ствола, с диаметром насадков по 16 мм.

Если одна из магистралей заканчивается разветвлением на два или три ствола, а вторая магистраль имеет только один ствол большого диаметра, то при той же длине магистрали максимальный диаметр насадка этого ствола можно определить следующим образом. Положим, что одна магистраль была с разветвлением на три ствола с насадками по 13 мм. Суммарную производительность стволов можно принять равной $3 \times 200 = 600$ л/мин. Следовательно, диаметр насадка пожарного ствола для второй магистрали можно принять равным 22—25 мм.

Пользование табл. 1—9 приложения 8 не вызывает каких-либо затруднений. Практически всегда известны марка пожарного автомобиля или мотопомпы, диаметр магистральной рукавной линии и род рукавов (прорезиненные или непрорезиненные). Известны также высота подъема стволов и расстояние до места пожара. По этим признакам сразу же выбираются таблица и одна вертикальная колонка в ней для заданных магистральных рукавов и высоты подъема стволов. По этой колонке нетрудно уже подобрать наиболее целесообразную рукавную схему и выбрать диаметры насадков.

Пример. Автонасос ПМЗ-18. Магистральные рукава — прорезиненные, диаметром 77 мм. Расстояние от автонасоса до места пожара 400 м. Высота подъема стволов 20 м вод. ст.

Требуется выбрать рукавную схему. Желательно иметь насадки диаметром не менее 16—19 мм.

Пользуемся табл. 2 приложения 8. Для указанных выше условий можно принять две магистрали с диаметром насадков стволов по 25 мм. Схемы с разветвлением на два или три ствола не соответствуют заданным условиям, поскольку при этих схемах диаметры насадков стволов не должны превышать 13 мм.

3. РАБОТА АВТОНАСОСОВ ОТ ВОДОЕМОВ И ОТ ВОДОПРОВОДНОЙ СЕТИ

Работа от водоемов. При работе пожарных автомобилей на подачу воды от естественных водоемов (рек, озер и пр.) следует учитывать расстояние между уровнем воды в водоеме и осью насоса, т. е. высоту всасывания. Пожарные насосы обычно имеют высоту всасывания около 7 м и лишь в некоторых случаях немного большую.

Поскольку на производительность и напор, развиваемые насосом, высота всасывания может оказывать существенное влияние, приводимые выше характеристики насосов даны с учетом геометрических высот всасывания. Эти геометрические высоты всасывания получены на основании соответствующих испытаний и, следовательно, в них учтены потери напора, возникающие во всасывающих линиях насосов.

Однако иногда может появиться необходимость подсчитать величину высоты всасывания насоса с учетом возникающих потерь напора во всасывающей линии.

Высота всасывания H_a при этом может быть определена как сумма следующих величин

$$H_a = H_{a2} + h_a + \zeta \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g}, \quad (130)$$

где: h_a — потери напора во всасывающей рукавной линии в м;
 H_{a2} — геометрическая высота всасывания (разность между расположением уровня воды в водоеме и осью насоса);

ζ — коэффициент сопротивления приемного клапана с сеткой;

$\frac{v^2}{2g}$ — скоростной напор в м.

Пример. Определить высоту всасывания для насоса Д-20 автонасоса ПМЗ-1 (ЗИС-11), при диаметре всасывающего рукава 100 мм, длине $l = 8$ м, производительности насоса 20 л/сек и геометрической высоте всасывания $H_{вг} = 4$ м.

По табл. 28 при $Q = 20$ л/сек и $d = 100$ мм скорость $v = 2,42$ л/сек.

По табл. 16 для $v = 2,42$ м/сек $\frac{v^2}{2g} = 0,29$ м.

Коэффициент сопротивления ζ для приемного клапана с сеткой примем равным $\zeta = 3$.

Потери напора во всасывающей рукавной линии (см. табл. 28) равны $h_g = 0,46 \cdot 0,8 = 0,37$ м.

Тогда

$$H_g = 0,37 + 3 \cdot 0,29 + 0,29 + 4,0 = 5,53 \text{ м.}$$

Для этого насоса допустимая высота всасывания составляет около 7 м.

Работа от водопроводной сети. При работе пожарного автомобиля от водопроводной сети вода забирается через гидрант, на который, если он подземный, наворачивается пожарная колонка (стендер), имеющаяся в инвентарном имуществе автонасоса.

Приемный (всасывающий) патрубок насоса обычно присоединяется к колонке посредством двух коротких мягких или жестких рукавов диаметром 66 или 77 мм и длиной около 2 м.

Так как городская водопроводная сеть находится под некоторым напором, то, следовательно, в насос вода поступает уже под давлением.

Обозначим давление в городской сети через $H_{сети}$, а требуемый напор в начале рукавной линии через H_n . Тогда насос должен создавать напор не на весь требуемый напор H_n , а лишь на разницу $H_n - H_{сети}$.

При этом нужно учитывать падение давления в водопроводной сети при отборе воды автонасосом, а также потери напора в гидранте и пожарной колонке (см. п. 7 главы IV — «Потери напора на местные сопротивления»), а при необходимости более точного учета и потери напора в рукавных патрубках.

Заметим, что сопротивление s от головки пожарной колонки до насоса (со входом в насос) составляет:

	На один патрубок	На два патрубка
Рукава диаметром 66 мм	0,0160	0,00525
Рукава диаметром 77 мм, соединительные гайки диаметром 66 мм	0,0130	0,00473
Рукава диаметром 77 мм, соединительные гайки того же диаметра	0,00783	0,00333

Вспомним, что сопротивление гидранта и пожарной колонки московского типа составляет 0,0051 (см. табл. 21).

Потери напора от гидранта, включая и вход в насос, при $s = 0,008$ будут иметь значения, приведенные в табл. 56.

Таблица 56

Расход воды		Потери напора в м вод. ст.
в л/сек	в л/мин	
10	600	0,8
15	900	1,8
20	1200	3,2
25	1500	5,0
30	1800	7,2
35	2100	9,8
40	2400	12,8
45	2700	16,2
50	3000	20,0

Практически система забора воды от водопроводной сети при гидрантах московского типа дает возможность отбирать расходы воды в пределах до 40 л/сек.

Учет напора, имеющегося в водопроводной сети, покажем на примере.

Пример. Требуемый напор на автонасос равен $H_n = 80$ м вод. ст. Расход воды $Q = 30$ л/сек. Давление в магистрали водопровода составляет $H_{сети} = 40$ м вод. ст. Определить величину напора, который должен создавать автонасос для получения требуемого напора $H_n = 80$ м вод. ст.

Потери напора в гидранте московского типа, пожарной колонке и патрубках, согласно табл. 53, равны 7,2 м вод. ст.

Тогда без учета понижения напора в сети автонасос должен создавать напор $80 - 40 + 7,2 = 47,2$ м вод. ст.

Этот напор и следует принимать для проверки возможности подачи воды по характеристике $Q - H$ насоса. Однако манометр, устанавливаемый на насосе пожарного автомобиля, должен показывать напор, равный 80 м вод. ст.

При работе пожарных автомобилей от городской водопроводной сети часто требуется знать, какое количество пожарных автомобилей можно устанавливать на водопроводную сеть. Следует иметь в виду, что если на водопроводной линии небольшого диаметра или при ограниченном напоре установить больше пожарных автомобилей, чем это допущено, может оказаться, что практически ни один из работающих автомобилей не будет подавать воду и не создаст требуемого напора в рукавной линии.

Для определения количества автомобилей, которое можно установить на водопроводную сеть, в приложении 9 дана таблица, составленная из условия расположения гидрантов на во-

допроводной линии, имеющей одностороннее и двустороннее питание.

Пример пользования таблицей. По улице, где возник пожар, проходит водопроводная магистраль диаметром 200 мм. Эта водопроводная линия питается с двух сторон от кольца диаметром 250 мм. От места пожара до присоединения к кольцу — в одну сторону 250 м, а в другую сторону 500 м. Напор в сети до пожара 3 атм. Пользуясь таблицей в приложении 9, требуется определить, какое количество автонасосов ПМЗ-18 можно установить на данную водопроводную магистраль.

Из приложения 9 видно, что в этом случае на водопроводную линию диаметром 200 мм можно установить четыре автонасоса марки ПМЗ-18.

4. ПЕРЕКАЧКА ВОДЫ АВТОНАСОСАМИ

Общие замечания

При удаленности водоисточника от места пожара приходится прибегать к перекачке воды следующими способами:

- 1) через промежуточный бак;
- 2) непосредственно из насоса в насос (последовательная работа насосов);
- 3) через бак автоцистерны, используемый в данном случае как промежуточная емкость.

Наиболее целесообразен первый способ, так как в этом случае облегчается регулировка работы насосов посредством наблюдения за уровнем воды в промежуточном баке. При втором способе для более надежной работы системы перекачки необходимо иметь некоторый напор перед вторым насосом, в то время как при пользовании промежуточным баком напор на конце рукавной линии равен атмосферному, вследствие чего мощность автонасосов используется в большей мере.

При перекачке по третьему способу нужно учитывать, что у пожарных автомобилей некоторых марок цистерны соединяются с насосом трубой малого пропускного сечения, затрудняющей или делающей невозможным использование полной производительности насоса. В таких случаях для более полного использования насоса возможен вариант, когда для забора воды из цистерны, в ее горловину опускают всасывающий рукав насоса.

Рассмотрим перекачку воды в общем виде (рис. 111). Обозначим расстояние между водоисточником и местом пожара через L .

Расстояние между ближайшим (к месту пожара) головным автонасосом и местом пожара обозначим через l_1 , а расстояние между автонасосами по линии перекачки через l .

Тогда

$$L = k_1 l + l_1,$$

где k_1 — количество ступеней перекачки.

Количество k автонасосов будет равно

$$k = k_1 + 1.$$

При решении задач по перекачке обычно задается расстояние L между водоисточником и местом пожара. Кроме того, необходимо знать расход воды или количество струй, которые необходимо подать на пожар.

По принятой рукавной схеме, пользуясь таблицами, приведенными в приложении 8, определяют расстояние l_1 — между местом пожара и головным автонасосом.

Разность $L - l_1 = k_1 l$ представляет собой расстояние, на которое требуется перекачивать воду от водоисточника к головному автонасосу.

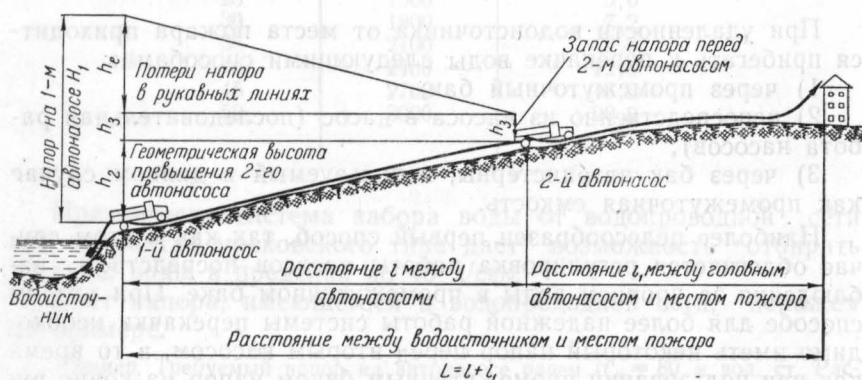


Рис. 111. Схема перекачки воды.

Для определения количества ступеней перекачки и, следовательно, количества автонасосов, требующихся для этой цели, необходимо знать расстояние между соседними автонасосами.

Это расстояние определяется в зависимости от требуемого расхода воды, характеристики насосов, типов и диаметров рукавов, количества рукавных линий и разницы в высотах расположения автонасосов (в случае наклонной местности).

Развиваемый насосом напор H затрачивается таким образом на преодоление разницы в геометрических высотах расположения соседних автонасосов h_2 и потерь напора в рукавных линиях h_1 (рис. 111), т. е.

$$H = h_2 + h_1.$$

Так как характеристика применяемого насоса обычно известна, разница геометрических высот задана (исходя из местных условий), то, следовательно, известны и развиваемый напор H и разница геометрических высот h_2 .

Отсюда напор, который может быть затрачен на преодоление потерь напора в рукавных линиях, будет равен $h_1 = H - h_2$.

Из этого напора следует вычесть некоторый запасный напор h_3 , гарантирующий надежность работы всей системы перекачки. Тогда

$$h_1 = H - h_2 - h_3.$$

Величина h_3 должна составлять примерно 10 м вод. ст.

Как известно из предыдущего, потери напора h_1 по длине рукавной линии определяются по формуле

$$h_1 = ns'Q^2,$$

где s' — сопротивление одного рукава длиной 20 м.

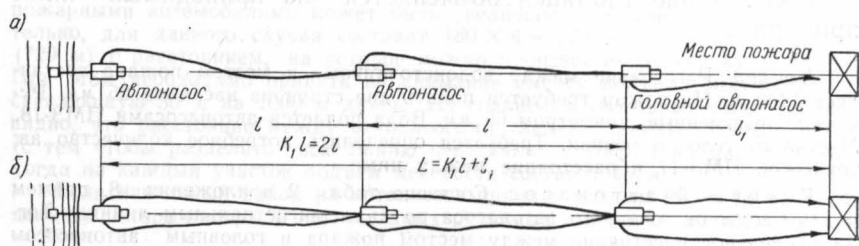


Рис. 112. Перекачка воды:

а — по одной; б — по двум параллельным линиям.

Отсюда количество рукавов, прокладываемое между соседними автомасосами, будет равно

$$n = \frac{h_1}{s'Q^2}.$$

Эта формула справедлива при прокладке между автомасосами по одной рукавной линии (см. рис. 112, а).

При перекачке воды по двум параллельным линиям одинакового диаметра и длины по каждой из них пойдет половинный расход воды. Следовательно, потери напора в этом случае будут равны

$$h_1 = ns' \left(\frac{Q}{2} \right)^2 = \frac{ns'}{4} Q^2,$$

откуда

$$n = \frac{4h_1}{s'Q^2}.$$

Значит расстояние между соседними пожарными автомобилями в случае перекачки по двум параллельным рукавным линиям может быть в четыре раза большим, чем при перекачке «в одну нитку».

Таблицы для определения длин рукавных линий между пожарными автомобилями при работе в перекачку (приложение 10)

В приложении 10 приводится таблица для определения количества рукавов между пожарными автомобилями при перекачке воды.

Насосные агрегаты могут иметь различные характеристики, поэтому таблицы составлены с учетом начального напора, развиваемого насосами при различных расходах воды. В таблице, в графе «Марки пожарных автомобилей», звездочками указывается, какие строчки таблицы соответствуют характеристике пожарных автомобилей.

Пользование таблицей объясняется на приводимых ниже примерах.

Пример. Расстояние между водосточником и местом пожара составляет 1400 м. На пожар требуется подать две струи из насадков 25 мм. Рукава прорезиненные, диаметром 66 мм. Вода подается автонасосами ПМЗ-18. Местность условно ровная. Требуется определить потребное количество автонасосов ПМЗ-17 и расстояние между ними.

Головной автонасос. Согласно табл. 2 приложения 8, примем подачу воды от головного автонасоса по двум магистральным линиям. Тогда предельное расстояние между местом пожара и головным автонасосом составит 320 м.

Из соображений удобства связи между головным автонасосом и местом пожара расстояние между ними примем равным 200 м.

Тогда перекачку следует произвести на расстоянии $1400 - 200 = 1200$ м при расходе воды $650 \times 2 = 1300$ л/мин.

Перекачка по одной рукавной линии. Воспользуемся теперь таблицей приложения 10.

Для автонасоса ПМЗ-18 при $Q = 1300$ л/мин при перекачке воды по одной рукавной линии из прорезиненных рукавов ее длина составляет около 100 м, что явно недостаточно. Поэтому целесообразно проводить перекачку по двум параллельным линиям.

Перекачка по двум параллельным линиям. При перекачке по двум параллельным рукавным линиям расстояние между пожарными автомобилями может быть увеличено в четыре раза и, следовательно, для данного случая составит $100 \times 4 = 400$ м.

Таким образом, количество ступеней перекачки k_1 будет равно

$$k_1 = \frac{1200}{400} = 3.$$

Количество автонасосов ПМЗ-18 будет равно

$$k = k_1 + 1 = 3 + 1 = 4.$$

Пример. Расстояние между водосточником и местом пожара 1200 м. Местность имеет подъем 30 м на длину 1200 м. На пожар нужно подать две струи из стволов с насадками диаметром 22 мм. Высота подъема стволов над уровнем земли 10 м. Автонасосы ПМЗ-10. Рукава прорезиненные, диаметром 66 мм. Требуется определить потребное количество автонасосов и расстояние между ними.

Головной автонасос. Согласно табл. 1 приложения 2, для данного случая примем прокладку двух магистральных линий. Предельная длина рукавной линии между местом пожара и автонасосом составит 380 м.

Исходя из удобства связи между местом пожара и головным автонасосом и из количества рукавов на нем, примем расстояние между местом пожара и головным автонасосом 200 м.

Таким образом, перекачку воды нужно произвести на расстояние $1200 - 200 = 1000$ м при расходе $500 \times 2 = 1000$ л/мин.

Перекачка по одной линии. Вначале определим, какую длину рукавной линии можно принять между автонасосами, без учета подъема местности.

По таблице в приложении 10 для автонасоса ПМЗ-10 при начальном напоре 90 м и $Q = 1000$ л/мин получим длину рукавной линии из прорезиненных рукавов диаметром 66 мм около 180 м, что недостаточно, так как в этом случае потребуется слишком большое количество автонасосов.

Перекачка по двум параллельным рукавным линиям. При перекачке по двум параллельным рукавным линиям расстояние между пожарными автомобилями может быть увеличено в четыре раза и, следовательно, для данного случая составит $180 \times 4 = 720$ м. Сравним эту длину (720 м) с расстоянием, на которое можно произвести перекачку (1000 м). При этом необходимо принять во внимание высоту подъема местности, составляющую 30 м на 1000 м длины. Из сравнения указанных выше данных видно, что расстояние между автонасосами следует принять равным 500 м (с тем чтобы разделить всю линию перекачки в 1000 м на два участка). Тогда на каждый участок подъем местности составит 15 м.

Если начальный напор на автонасосе принять равным 90 м, то на преодоление потерь напора в параллельных рукавных линиях останется $90 - 15 = 75$ м.

Проверим по таблице приложения 10, может ли быть в этом случае организована перекачка. Напомним, что таблица приложения 10 составлена, исходя из перекачки по одной линии. Следовательно, принятое расстояние между автонасосами в переводе на одну линию нужно уменьшить в четыре раза, т. е.

$$\frac{500}{4} \cong 120 \text{ м.}$$

Из таблицы приложения 10 видно, что для автонасоса ПМЗ-10 при начальном напоре 70 м (берем ближайшее к 75 м значение напора) и $Q = 1000$ л/сек предельная длина одной рукавной линии из прорезиненных рукавов диаметром 66 мм составит около 140 м, что больше 120 м. Таким образом, перекачка воды при принятой схеме вполне возможна. При этом количество ступеней перекачки будет равно

$$k_1 = \frac{1000}{500} = 2.$$

Потребное количество автонасосов ПМЗ-10 будет равно

$$k = k_1 + 1 = 2 + 1 = 3.$$

Потребное количество рукавов составит $1200 \times 2 = 2400$ м.

5. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Графическое решение задачи параллельной работы насосов совместно с рукавными системами. На графике, на рис. 113 по данным табл. 52 построим характеристику $Q - H$ автонасоса ПМЗ-17 (кривая I).

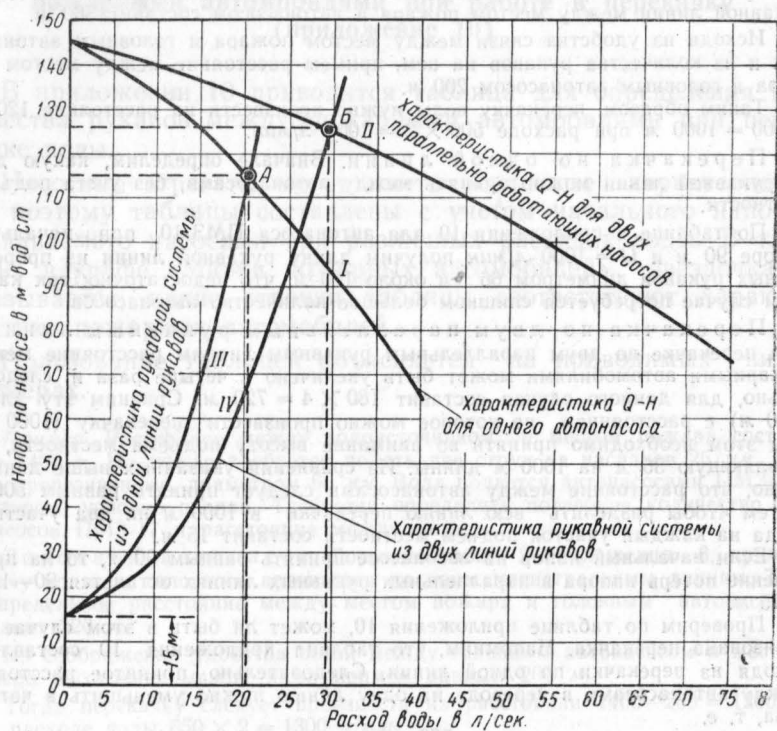


Рис. 113. Характеристики рукавных систем и $Q-H$ для одного и двух параллельно работающих автонасосов ПМЗ-17.

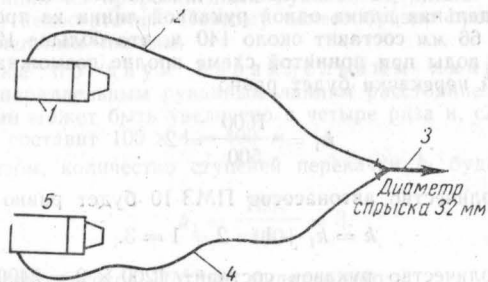


Рис. 114. Схема параллельной работы двух автонасосов на лафетный ствол:

1 — автонасос ПМЗ-17; 2 — прорезиненные рукава диаметром 77 мм; длина рукавной линии — 200 м; 3 — лафетный ствол; 4 — прорезиненные рукава диаметром 77 мм; длина рукавной линии — 200 м; 5 — автонасос ПМЗ-17.

Для построения характеристики $Q-H$ двух параллельно работающих насосов возьмем те же напоры, что и для одного насоса, а расходы удвоим (так как в этом случае воду подают два насоса). Так, например, для напора 115 м вод. ст. производительность одного насоса будет составлять 20 л/сек, а двух насосов — 40 л/сек. По тем же напорам и удвоенным расходам воды одного насоса построим характеристику $Q-H$ двух параллельно работающих насосов (кривая II).

Для построения совместной характеристики двух параллельно работающих насосов и рукавной системы зададимся схемой прокладки рукавных линий, показанной на рис. 114.

Из предыдущего известно, что характеристика рукавной системы в общем виде может быть представлена формулой

$$H = s_{\text{сист}} Q^2 + h_z,$$

где: H — напор в начале рукавной системы в м вод. ст.;

$s_{\text{сист}}$ — сопротивление рукавной системы;

Q — расход воды в л/сек;

h_z — высота подъема ствола над осью насоса в м.

Величину сопротивления s рукавной системы найдем по способу последовательного и параллельного соединения рукавных систем, изложенному в главе VIII — «Расчет рукавных систем».

Сопротивление прорезиненной рукавной линии диаметром 77 мм, длиной 200 м равно

$$s_p = s' n = 0,015 \cdot 10 = 0,15.$$

Сопротивление лафетного ствола с насадком диаметром 32 мм. примем равным

$$s_{\text{сnp}} = 0,089$$

(см. п. «Реакция струй», глава VII «Пожарные водяные струи»).

Совместная характеристика s_{2p} двух рукавных линий может быть найдена при помощи формулы

$$\frac{1}{\sqrt{s_{2p}}} = \frac{1}{\sqrt{s_p}} + \frac{1}{\sqrt{s_p}} = 2 \frac{1}{\sqrt{s_p}}.$$

Для $s_p = 0,15$ значение $\frac{1}{\sqrt{s_p}}$, согласно табл. 44, будет равно

$$\frac{1}{\sqrt{s_{2p}}} = \frac{1}{\sqrt{0,34}} = 2,6,$$

откуда

$$\frac{1}{\sqrt{s_{2p}}} = 2 \frac{1}{\sqrt{s_p}} = 2 \cdot 2,6 = 5,2.$$

По табл. 44 этому значению соответствует

$$s_{2p} \cong 0,04.$$

Общая характеристика $s_{\text{суст}}$ лафетного ствола и рукавных линий по правилу последовательных соединений будет равна

$$s_{\text{суст}} = 0,04 + 0,089 = 0,129.$$

Для построения характеристики рукавной системы задаться значениями расходов Q и определим требуемые для них начальные напоры (табл. 57) по формуле

$$H = s_{\text{суст}} Q^2 + h_z = 0,21 Q^2 + 15.$$

Таблица 57

Принятые расходы воды Q^2 в л/сек	10	15	20	25	30
Квадраты расходов Q^2	100	225	400	625	900
0,129 Q^2	12,9	29	51,6	80,6	116,0
Начальный напор $H = 0,129 Q^2 + z$	28,0	44	66,6	95,6	131,0

По значениям H и Q построим характеристику рукавной системы (кривая IV).

На том же графике показана характеристика рукавной системы, состоящей из одной линии, т. е. для случая подачи воды одним насосом (кривая III). Эта кривая пересекает кривую $Q - H$ для одного насоса в точке А, которая соответствует расходу $Q = 20,5$ л/сек и напору $H = 115$ м.

Кривая IV пересекает характеристику $Q - H$ двух насосов в точке Б, которая соответствует расходу $Q = 29,5$ л/сек и напору $H = 126$ м.

Следовательно, производительность двух параллельно работающих насосов будет превышать производительность одного насоса на $29,5 - 20,5 = 9,0$ л/сек, а напор увеличится на $126 - 115 = 11$ м.

Приведенный выше пример показывает, что общая производительность двух параллельно работающих насосов будет меньше, чем удвоенная производительность одного насоса.

Практически, в связи с трудностью синхронизации работы пожарных автомобилей, параллельная работа более трех насосов на один лафетный ствол нецелесообразна.

Аналитическое решение задачи параллельной работы насосов совместно с рукавными системами. Уравнение работы центробежного насоса пожарного автомобиля можно представить в виде формулы:

$$H_n = a - bQ^2, \quad (131)$$

где: H_n — напор насоса;

a и b — коэффициенты, зависящие от конструкции насоса и режима его работы;

Q — расход воды в л/сек.

Уравнение рукавной системы можно выразить формулой

$$H_l = h_z + s_{\text{сист}} Q^2,$$

где: H_l — напор, требуемый в начале рукавной системы;

h_z — высота подъема ствола;

$s_{\text{сист}}$ — сопротивление рукавной системы;

Q — расход воды в л/сек.

Из уравнения (131) производительность одного насоса будет равна

$$Q = \sqrt{\frac{a - H_n}{b}}.$$

При параллельной работе нескольких насосов, число которых обозначим через n ,

$$Q_{\text{полное}} = n \sqrt{\frac{a - H_n}{b}}.$$

Так как при совместной работе насосов и рукавной системы

$$Q_{\text{полное}} = Q \text{ и } H_n = H_l,$$

то, подставив значение H_l , получим

$$Q_{\text{полное}} = n \sqrt{\frac{a - (h_z + s_{\text{сист}} Q_{\text{полное}}^2)}{b}}.$$

Решая это уравнение относительно $Q_{\text{полное}}$, получим

$$Q_{\text{полное}} = n \sqrt{\frac{a - h_z}{b + s_{\text{сист}} n^2}}. \quad (132)$$

Это уравнение представляет собой общее уравнение параллельной работы n насосов с рукавной системой (водопроводной сетью).

Уравнение совместной работы одного насоса с рукавной системой или сетью будет иметь вид

$$Q_1 = \sqrt{\frac{a - h_z}{s + b}}, \quad (133)$$

где s — сопротивление рукавной линии при подаче воды от одного насоса.

Для сравнения подачи воды от нескольких насосов с подачей воды от одного насоса разделим уравнение (132) на уравнение (133), откуда получим

$$\sigma = \frac{Q_{\text{полное}}}{Q_1} = n \sqrt{\frac{s + b}{n^2 s_{\text{сист}} + b}}, \quad (134)$$

где σ — представляет собой увеличение подачи воды от нескольких парал-

тельно работающих насосов по сравнению с производительностью одного насоса.

Пример. Уравнение (131) для автонасоса ПМЗ-17 имеет вид

$$H_n = 135 - 0,05Q^2.$$

Сопоставляя эту формулу с уравнением (131), находим, что $b = 0,05$.

Для рассмотренного выше случая параллельной работы двух автонасосов ПМЗ-17 на лафетный ствол с насадком 32 мм мы имели:

$$s = s_p + s_{снр} = 0,15 + 0,089 = 0,239;$$

$$s_{сучм} = 0,129; \quad n = 2,$$

откуда

$$\sigma = n \sqrt{\frac{s + b}{n^2 s_{сучм} + b}} = 2 \sqrt{\frac{0,239 + 0,05}{2^2 \cdot 0,129 + 0,08}} = 2 \cdot 0,70 = 1,40.$$

Увеличение подачи воды, согласно графику на рис. 113, составляет

$$\sigma = \frac{29,5}{20,5} = 1,44.$$

Таким образом, приведенное выше графическое решение совпадает с данными аналитического решения.

Параллельная работа стационарных насосов совместно с водопроводной сетью. При параллельной работе стационарных насосов с водопроводной сетью производительность каждого из этих насосов составляет в среднем примерно 80% по сравнению с отдельно работающим насосом, производительность которого принята за 100%.

Пример. Требуется подать 40 л/сек. воды при параллельной работе двух насосов. Какова должна быть производительность каждого насоса в отдельности.

$$\text{Каждый насос должен подавать } \frac{40}{2} = 20 \text{ л/сек.}$$

Так как при этом производительность насоса уменьшается и составляет около 80% нормальной производительности отдельно работающего насоса,

$$\text{то, следовательно, производительность каждого насоса составит } \frac{20 \times 100}{80} = \frac{20}{0,8} = 25 \text{ л/сек.}$$

Приведенный здесь метод подсчета имеет ориентировочный характер. Обычно для решения такой задачи строят общий график параллельной работы насосов и сети, как это показано выше.

Таблицы для определения длин рукавных линий при подаче воды к лафетным стволам (приложение 11)

В приложении 11 приводятся таблицы (1—4) для определения предельных длин рукавных линий диаметрами 66; 77; 89 и 150 мм для подачи воды к лафетным стволам с насадками диаметрами 28; 32; 38 и 50 мм при напорах 50 и 70 м вод. ст. Напор в начале рукавных систем принят не бо-

лее 100 м вод. ст., исходя из стремления не создавать высокого давления в рукавах. Как уже указывалось выше, при напоре у насадков лафетных стволов 50 и 70 м вод. ст. получается достаточная дальность струй, увеличение напора сверх 70 м вод. ст. не дает существенного ее прироста.

Так как в настоящее время в пожарной охране имеются пожарные автомобили различных типов, табл. 1 и 2 приложения II составлены таким образом, чтобы их можно было применить при наличии пожарных автомобилей разных марок. Обычно известны: расстояние от лафетного ствола до места установки пожарных автомобилей, марка последних, род (прорезиненные или непрорезиненные) и диаметр рукавов, а также желательный диаметр насадка лафетного ствола из условия его применения и напор. При неровной местности нужно знать еще геометрическую высоту подъема лафетного ствола по отношению к оси насоса.

По всем этим данным, при рукавах диаметрами 66 и 77 мм (табл. 1 и 2) в соответствующей вертикальной колонке определяют, какая длина рукавов ближе к заданной при применении схем 1 и 2 (при этих схемах требуется меньшее количество рукавов). Если длины рукавных линий при схемах 1 и 2 меньше заданных, то выбирают ближайшую длину рукавной линии для схемы 3. Если же и для схемы 3 длины линий меньше заданных, нужно переходить на насадки меньшего диаметра или подавать воду в перекачку.

При подъеме местности для выбора схемы и выяснения — не превышает ли заданная длина предельной длины рукавной линии — вначале из напора на автонасосах вычитают геометрическую высоту расположения лафетного ствола по отношению к оси насоса, а затем поступают, как описано ранее.

Покажем это на примерах.

Пример. Требуется подать воду из лафетного ствола на расстояние 300 м. Рукава прорезиненные, диаметром 66 мм. Желателен насадок 38 мм при напоре 50 м вод. ст. Пожарные автомобили марки ПМЗ-18. Выбрать схему прокладки рукавных линий, определить потребный напор у автонасосов и их количество.

Воспользуемся табл. 1 приложения II. Вначале проверяем, имеется ли такая длина в вертикальной колонке прорезиненных рукавов диаметром 66 мм для схем 1 и 2. В этой колонке предельная длина 320 м дана только для насадка диаметром 28 мм и напоре у автонасосов 100 м вод. ст. Остается либо принять по схеме 1 насадок диаметром 28 мм, или принять схему 3.

Подача воды по схеме 3 при насадке диаметром 38 мм, в указанных выше условиях возможна для длин рукавных линий до 440 м (т. е. больше заданного расстояния 300 м) при напоре у автонасоса 80 м вод. ст. Из крайней правой графы таблицы «Марки пожарных автомобилей» видно, что в данном случае вода может подаваться от одного автонасоса ПМЗ-18.

Пример. Требуется подать воду из лафетного ствола по схеме 1 на расстояние 260 м. Рукава прорезиненные, диаметром 77 мм. Высота подъема ствола по отношению к оси насоса 30 м. Пожарные автомобили марки

ПМЗ-10. Выбрать схему прокладки рукавных линий, диаметр насадка лафетного ствола, определить потребный напор у автонасосов и их количество.

Применим табл. 1 приложения 11.

Напор у автонасоса примем равным 100 м. Из этого напора нужно вычесть высоту подъема лафетного ствола 30 м, т. е. $100 - 30 = 70$ м.

Для напора 70 м в вертикальной колонке, соответствующей прорезиненным рукавам диаметром 77 мм, для схем 1 и 2, находим предельную длину рукавной линии 280 м. Этой длине соответствует насадок диаметром 28 мм.

Для напора 100 м и насадка диаметром 28 мм по крайней правой графе таблицы «Марки пожарных автомобилей» находим, что подачу воды в этих условиях может обеспечить один автомобиль ПМЗ-10 при напоре 100 м вод. ст.

Если требуется больший диаметр насадка, нужно принять схему 3, при которой можно взять насадок диаметром 38 мм (предельная длина рукавной линии для этого случая будет 320 м).

ГЛАВА XI

ИСПЫТАНИЯ АВТОНАСОСОВ, МОТОПОМП И ВОДОПРОВОДНОЙ СЕТИ

1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Действительная производительность и развиваемый при этом напор автонасосами, мотопомпами и пр., а также действительная водоотдача водопроводной сети обычно определяются посредством их испытания.

В пожарных командах могут встретиться автонасосы или мотопомпы, характеристика которых неизвестна. Кроме того, после ремонта двигателей автонасосов и мотопомп, трансмиссий к насосам и самих насосов, характеристика их работы может существенным образом измениться.

Это обстоятельство обуславливается тем, что работу передвижных пожарных насосов нельзя рассматривать отдельно от работы двигателя, так как в зависимости от того, какие обороты развивает двигатель, можно получить те или иные расходы воды и напоры от автонасоса и мотопомпы.

Испытания водопроводной сети в ряде случаев необходимы для выяснения возможности получения от нее требуемых расходов воды и напоров для пожарных целей.

2. СПОСОБЫ ИЗМЕРЕНИИ НАПОРОВ И РАСХОДОВ ВОДЫ

Измерение напоров производится обычными, предварительно проверенными техническими манометрами. Если проверить манометр невозможно, а в правильности его показаний имеются сомнения, то испытания необходимо проводить двумя манометрами.

В зависимости от условий испытаний манометр устанавливают на напорном патрубке насоса, в начале рукавной линии или у пожарной колонки.

Необходимо помнить, что измеряемое давление не должно превышать $\frac{2}{3}$ (в крайнем случае $\frac{3}{4}$) максимального давления, указанного на циферблате манометра.

Например, если максимальное давление, указанное на циферблате манометра, равно 10 *ати*, то испытуемое давление не должно превышать 7,0—7,5 *ати*.

Для более точного определения напора нужно, чтобы перед манометром и после него находился прямолинейный участок трубопровода, длиной в обе стороны равный по крайней мере 10 диаметрам трубы.

При более коротких участках для более точного определения напора устраивают так называемые «кольца Прандтля» (рис. 115). Вокруг трубы расположено кольцо, на патрубок которого навертывается манометр. Кольцо соединяется с трубой четырьмя, равно расположенными по окружности отверстиями диаметром по 4—6 мм. На кромке отверстий изнутри трубы не должно быть заусенцев.

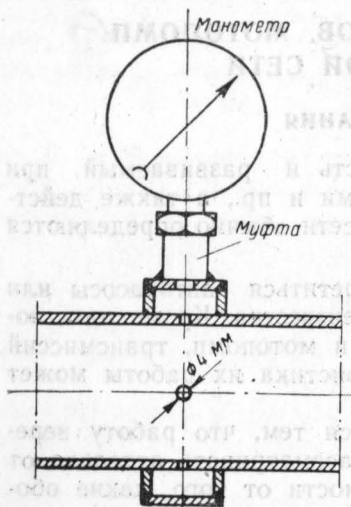


Рис. 115. Приспособление для более точного замера пьезометрического напора в трубопроводе.

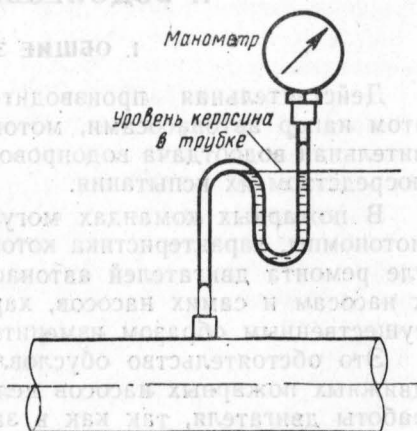


Рис. 116. Приспособление для замера напора в зимнее время.

Иногда встречаются трудности, связанные с замерами в зимнее время напора в трубопроводах или в рукавных линиях. При сравнительно небольших морозах вода, попавшая в полую («бурдоновскую») трубку манометра, быстро замерзает, вследствие чего он перестает давать показания. Кроме того, расширение воды при замерзании приводит к деформации полой трубки манометра и в связи с этим к неправильным показаниям манометра и его повреждению.

Чтобы избежать этого, в муфту, ввариваемую в трубопровод или патрубок, навертывают не манометр, а сифонную трубку, общий вид которой показан на рис. 116. Сифонная трубка заливается керосином, а затем уже к ней при помощи муфты присоединяют манометр.

При создании давления в трубопроводе или в рукавной линии, присоединяемой к патрубку указанным приспособлением, непосредственного контакта воды с манометром не происходит. Давление на манометр передается через керосин, налитый в сифонную трубку.

При многократных замерах следует проверять, остался ли в трубке керосин. Сифонную трубку очень просто изготовить из газовой водопроводной трубы диаметром 13 мм.

Измерение расходов воды можно производить указанными ниже способами.

1. Посредством специальной трубки ЦНИИПО. Конструкция прибора показана на рис. 117. Он состоит из тонкой изогнутой трубки 1 с внутренним диаметром 1,5—2,0 мм и толщиной стенки примерно 0,5 мм. Изогнутый

ко	13	0,1323	40	1,8060
ра	14	0,1532	48	1,8060
	16	0,2000	50	1,9600
ра	18	0,2560	52	2,11
рс	19	0,2830	54	2,29
ва	20	0,3140	56	2,46
	22	0,3800	58	2,63
с	24	0,4520	60	2,82
к	25	0,4910	62	3,01
в	28	0,6160	64	3,21
Т	30	0,7070	65	3,30
В	32	0,8080	66	3,41
	34	0,9100	68	3,62
	36	1,0200	70	3,84
Т	38	1,1250	75	4,46
П	40	1,2500		
К				

Таблиц

Напор в атм	Скорость в м/сек	Напор в атм	Скорость в м
0,2	5,90	4,8	28,50
0,4	8,32	5,0	29,20
0,6	10,10	5,2	29,70
		5,4	30,30
		5,6	30,90
		5,8	31,40
		6,0	32,00
		6,2	
		6,4	

Работа с прибором. уверенным движением кон вводят в центр струи, как это на рис. 118. Нож должен быть будет отбрасываться в сторону, в струе), а заостренный конец трубки должен удерживать по оси струи и находиться от насадка на расстоянии около половины его диаметра.

После нескольких упражнений правильное введение прибора в струю не представляет трудности.

Как только трубку ввели в струю, стрелка манометра начинает двигаться и наконец останавливается на каком-либо постоянном давлении. Если стрелка манометра колеблется в пределах одних и тех же давлений, то берут средний отсчет (например, стрелка колеблется между 7,0 и 7,4 атм — среднее давление составит 7,2 атм).

Полая трубчатая камера 5 (см. рис. 117) служит для того, чтобы увеличение давления в трубке в результате сжатия

воздуха происходило постепенно, это предупреждает повреждение манометра.

При пользовании трубкой ЦНИИПО рекомендуется применять стволы с гладкими насадками, без заусенцев. Желательно брать простые пожарные стволы без запорных кранов, защитных зонтов и пр.

устанавливают так называемые «кольца Прандтля» (рис. 115). Вокруг трубки расположено кольцо, на патрубок которого навертывается манометр. Кольцо соединяется с трубкой четырьмя, равно расположенными по окружности отверстиями диаметром по 4—6 мм. На кромке отверстий изнутри трубы должно быть заусенцев.

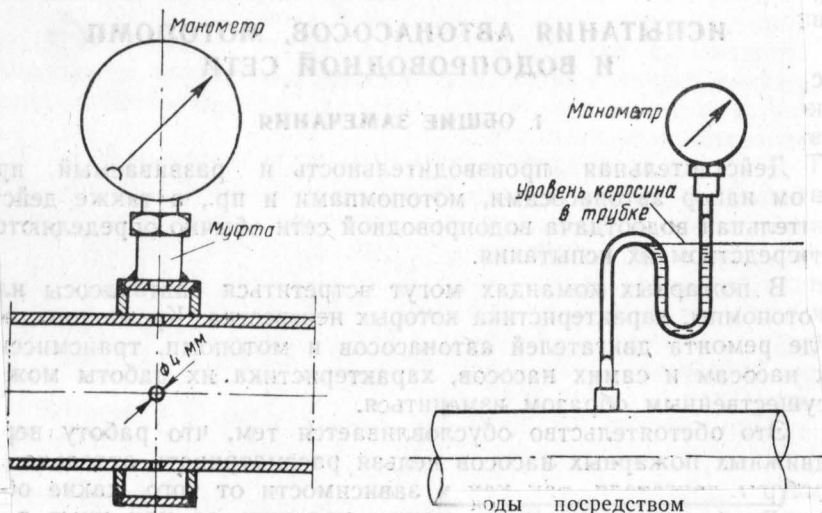


рис. 115. Приспособление для более точного замера пьезо-метрического напора в трубопроводе.

Рис. 115. Приспособление для более точного замера пьезо-метрического напора в трубопроводе.

По отсчету манометра, диаметр насадка, пользуясь табл. 55 и 56, находят трудности расход воды.

Расход воды получают посредством умножения коэффициента A , значения которого для различных диаметров насадков приводятся в табл. 58, на величину средней скорости v , определяемой по табл. 59.

Таким образом, расход воды в л/сек подсчитывается по формуле

$$Q = Akv, \quad (135)$$

где: v — в м/сек;

k — поправочный коэффициент, равный 1,05 для очень гладких пришлифованных насадков и 0,95 для грубых, неровных.

Таблица 58

Диаметр отвер- стий насадка в мм	Коэффициент А	Диаметр отвер- стий насадка в мм	Коэффициент А
10	0,0785	42	1,3860
12	0,1125	44	1,5100
13	0,1325	46	1,6600
14	0,1532	48	1,8060
16	0,2000	50	1,9600
18	0,2560	52	2,11
19	0,2830	54	2,29
20	0,3140	56	2,46
22	0,3800	58	2,63
24	0,4520	60	2,82
25	0,4910	62	3,01
28	0,6160	64	3,21
30	0,7070	65	3,30
32	0,8080	66	3,41
34	0,9100	68	3,62
36	1,0200	70	3,84
38	1,1250	75	4,46
40	1,2500		

Таблица 59

Напор в атм	Скорость в м/сек	Напор в атм	Скорость в м/сек
0,2	5,90	4,8	28,50
0,4	8,32	5,0	29,20
0,6	10,10	5,2	29,70
0,8	11,70	5,4	30,30
1,0	13,00	5,6	30,90
1,2	14,20	5,8	31,40
1,4	15,40	6,0	32,00
1,6	16,50	6,2	32,60
1,8	17,45	6,4	33,00
2,0	18,50	6,6	33,65
2,2	19,35	6,8	34,00
2,4	20,20	7,0	34,70
2,6	21,10	7,2	35,10
2,8	21,90	7,4	35,50
3,0	22,60	7,6	36,00
3,2	23,25	8,0	36,90
3,4	24,10	8,5	38,40
3,6	24,75	9,0	39,40
3,8	25,40	9,5	40,50
4,0	26,10	10,0	41,60
4,2	26,90	10,5	42,50
4,4	27,40	11,0	44,00
4,6	28,00	11,5	44,50
		12,0	45,00

Пример. Диаметр насадка 25 мм. Требуется определить расход воды из ствола, если показания манометра на трубке ЦНИИПО равны 4,8 *ати*.

По табл. 58 для насадка диаметром 25 мм коэффициент $A = 0,491$.

По табл. 59 для напора 4,8 *ати* средняя скорость $v = 28,5$ м/сек.

Таким образом, расход воды будет равен

$$Q = 0,491 \cdot 28,5 = 14,0 \text{ л/сек.}$$

Принцип измерения расходов воды посредством трубки ЦНИИПО основан на следующем. Как указывалось выше, можно считать, что при выходе воды из насадка вся потенциальная энергия превращается в кинетическую энергию, выражающуюся величиной

$$\frac{\alpha v^2}{2g},$$

где: v — средняя скорость движения воды;

g — ускорение силы тяжести, равное $9,81$ м/сек²;

α — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения скоростей в потоке.

Эта величина $\alpha \frac{v^2}{2g}$ определяется по показаниям манометра H на трубке.

Таким образом,

$$H = \alpha \frac{v^2}{2g},$$

откуда

$$v = \sqrt{\frac{H 2g}{\alpha}}.$$

Значения средних скоростей v в м/сек приведены в табл. 59.

Как известно, расход воды определяется формулой

$$Q = \omega v.$$

В табл. 58 приведены площади выходных сечений насадков, обозначенные как коэффициенты A (площадь поперечного сечения определяется в квадратных метрах и умножается на 1000 для перевода расхода воды из м³/сек в л/сек).

Трубку ЦНИИПО можно легко изготовить, и она является удобным прибором для измерения расходов воды.

Ошибка в измерении расходов воды посредством этой трубки составляет примерно 3—4%.

Наименьшее показание манометра трубки, обеспечивающее достаточную точность при измерении расходов воды из насадков, составляет около 1,5—2,0 *ати*.

2. Измерение расходов воды посредством пожарного ствола с манометром. Для этого к пожарному стволу присоединяют манометр, как это показано на рис. 119. При определении расходов воды по этому способу нужно знать диаметр насадка и по манометру установить напор.

Расходы воды в этом случае определяются по формуле

$$Q = p \sqrt{H}.$$

Если напор H подставить в формулу в м вод. ст., то расход получится в л/сек.

	38	44
2	3,2	18,5
	4,8	21,0
	5,2	23,0
	7,5	25,0
	3,7	26,5
	0	28,0
	0	29,5
	0	32,5
	0	35,0
	0	37,5
	0	39,5
	0	41,5
	0	44,0
	0	46,0

Рис. 119. Ствол с манометром.

Для определения коэффициентов p следует пользоваться табл. 21.

воды при диаметрах насадков в	19	20	22	24	25	26
1	5,4	6,0	7,1	8,4	9,0	9,6
1	6,1	6,7	8,0	9,4	10,1	10,7
1	6,6	7,3	8,7	10,3	11,0	11,8
1	7,2	8,0	9,4	11,1	11,9	12,7
1	7,7	8,5	10,1	11,9	12,7	13,6
1	8,1	9,0	10,7	12,6	13,5	14,4
1	8,6	9,5	11,0	13,3	14,2	15,2
1	9,4	10,4	12,4	14,6	15,6	16,7
2	10,2	11,2	13,3	15,8	16,8	18,0
2	10,9	12,0	14,3	16,8	18,0	19,2
2	11,5	12,8	15,1	17,8	19,0	20,4
2	12,2	13,5	16,0	18,9	20,2	21,6
2	12,8	14,1	16,8	19,8	21,2	22,6
2	13,3	14,7	17,5	20,7	22,1	23,6

Рис. 120. График для определения расходов воды по показаниям манометра на стволе.

Расход воды по известной величине напора H может быть определен при помощи кривых, приведенных на рис. 120, для диаметров насадков 13, 16, 19, 22 и 25 мм.

3. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДОВ ВОДЫ ПО НАПОРУ В НАЧАЛЕ РУКАВНОЙ ЛИНИИ ПРИ СМЕННЫХ (РАЗЛИЧНОГО ДИАМЕТРА) НАСАДКАХ

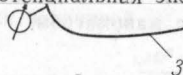
Для этого в начале рукавной линии на отдельном патрубке или на заглушке, которой закрывается один из патрубков пожарной колонки, устанавливают манометр (рис. 121).

При испытаниях автонасосов и мотопомп можно использовать манометр, установленный на насосе. При испытаниях на водоотдачу водопроводной сети приспособляют заглушку, к которой присоединяется манометр. Манометр ввертывают в муфту диаметром 13 мм, приваренную к заглушке. В стенке заглушки, посередине муфты, просверливают отверстие 4—6 мм.

Для измерений расходов по этому способу применяют табл. 60, составленную для прорезиненных рукавов диаметрами бл. 58 для насадка диаметром 25 мм коэффициент $A = 0,491$. х насадков бл. 59 для напора 4,8 атм средняя скорость $v = 28,5$ м/сек. образом, расход воды будет равен

$$Q = 0,491 \cdot 28,5 = 14,0 \text{ л/сек.}$$

ип измерения расходов воды посредством трубки ЦНИИПО ос
едующем. Как указывалось выше, можно считать, что при вых
асадка вся потенциальная энергия превращается в кинетическ



б)

g — ускорение силы тяжести, равное $9,81$ м/сек²;

α — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения скоростей в потоке.

га величина $\alpha \frac{v^2}{2g}$ определяется по показаниям манометра H на

аким образом,

$$H = \alpha \frac{v^2}{2g},$$

$$v = \sqrt{\frac{H 2g}{\alpha}}.$$

ачения средних скоростей v в м/сек приведены в табл. 59.
ик известно, расход воды определяется формулой

схема для водопроводной сети:
1 — автонасос; 2 — ствол со сменными спрыс-
ками; 3 — рукав длиной 20 м; 4 — рукав; 5 —
ствол со сменными спрысками; 6 — колонка
(стендер); 7 — гидрант; 8 — манометр.

Пример. Определить расход воды от автонасоса, если напор по манометру составлял 8 атм.

Подача воды производилась по прорезиненному рукаву диаметром 66 мм. Диаметр насадка 22 мм.

По табл. 60, на пересечении вертикальной колонки, соответствующей диаметру насадка 22 мм, и горизонтальной колонки, соответствующей напору 8 атм, находим, что расход воды равняется 14,3 л/сек.

Пример. Условия те же, что и в предыдущем примере, но диаметр рукава 76 мм. Рукав прорезиненный.

Полученный в предыдущем примере расход воды 14,3 л/сек равен примерно расходу и при этих условиях, так как множитель, помещенный в конце табл. 60, равен единице.

Измерение расхода воды из водопроводной сети при помощи гидранта и пожарной колонки производят посредством присоединения гладкого патрубка диаметром 65 мм, длиной 500 мм. Для этой цели берется патрубок длиной 500 мм, диаметром 65 мм. Один конец патрубка должен быть гладким, а на второй конец наворачивается соединительная гайка.

Расходы воды при диаметрах насадков в мм

Рукав	Напор в атм														
		12	13	14	15	16	18	19	20	22	24	25	26	28	30
Прорезиненный, диаметром 66 мм	2,0	2,2	2,6	2,8	3,5	3,9	4,9	5,4	6,0	7,1	8,4	9,0	9,6	10,9	12,0
	2,5	2,5	2,9	3,2	3,9	4,4	5,5	6,1	6,7	8,0	9,4	10,1	10,7	12,2	13,5
	3,0	2,7	3,2	3,5	4,3	4,8	6,0	6,6	7,3	8,7	10,3	11,0	11,8	13,3	14,7
	3,5	3,0	3,5	3,8	4,6	5,2	6,5	7,2	8,0	9,4	11,1	11,9	12,7	14,4	16,0
	4,0	3,2	3,7	5,0	5,0	5,5	7,0	7,7	8,5	10,1	11,9	12,7	13,6	15,4	17,0
	4,5	3,3	3,9	4,3	5,3	5,9	7,4	8,1	9,0	10,7	12,6	13,5	14,4	16,4	18,0
	5,0	3,5	4,2	4,5	5,5	6,2	7,8	8,6	9,5	11,0	13,3	14,2	15,2	17,2	19,0
	6,0	3,9	4,5	4,9	6,1	6,8	8,6	9,4	10,4	12,4	14,6	15,6	16,7	19,0	21,0
	7,0	4,2	4,9	5,3	6,6	7,3	9,2	10,2	11,2	13,3	15,8	16,8	18,0	20,4	22,5
	8,0	4,5	5,2	5,7	7,0	7,8	9,9	10,9	12,0	14,3	16,8	18,0	19,2	21,8	24,0
При прорезиненном рукаве диаметром 77 мм умножить на:	9,0	4,7	5,6	6,0	7,5	8,3	10,8	11,5	12,8	15,1	17,8	19,0	20,4	23,1	25,5
	10,0	5,0	5,9	6,4	7,9	8,8	11,1	12,2	13,5	16,0	18,9	20,2	21,6	24,5	27,1
	11,0	5,2	6,2	6,7	8,3	9,2	11,6	12,8	14,1	16,8	19,8	21,2	22,6	25,6	28,4
	12,0	5,5	6,4	7,0	8,6	9,6	12,1	13,3	14,7	17,5	20,7	22,1	23,6	26,8	29,6

1,0	1,1	1,15	1,20	1,8
-----	-----	------	------	-----

Патрубок присоединяют к выходному штуцеру пожарной колонки, установленной на гидрант (рис. 122). К другому штуцеру колонки присоединяют заглушку с манометром.

При подаче воды из пожарной колонки по показаниям манометра определяют расход воды, пользуясь табл. 61 (составленной по данным проф. В. Г. Лобачева).

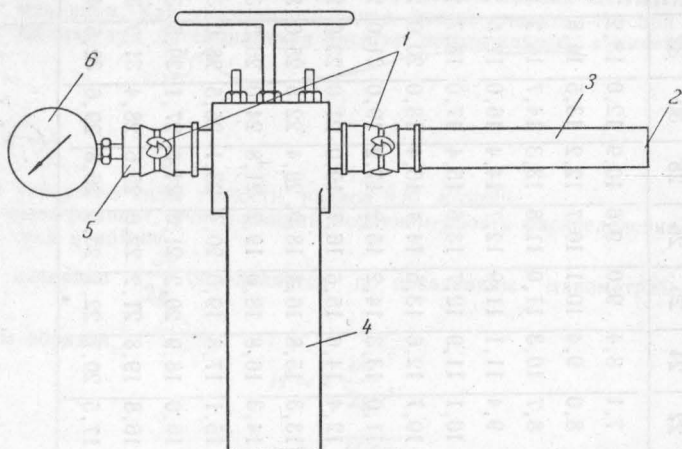


Рис. 122. Измерение расходов воды из пожарной колонки (схема):

1 — соединительная гайка; 2 — гладкий конец трубки; 3 — гладкий патрубок из трубы диаметром $2\frac{1}{2}$ " (65 мм); длиной 500 мм; 4 — пожарная колонка, установленная на гидрант; 5 — заглушка с муфтой диаметром $\frac{1}{2}$ " для наворачивания манометра; 6 — манометр.

Таблица 61

Расходы воды из пожарной колонки с гладким патрубком

Показания манометра в атм	Расход воды в л/сек	Показания манометра в атм	Расход воды в л/сек
1,4	32	2,8	45
1,6	34	3,0	47
1,8	36	3,2	48
2,0	38	3,4	50
2,2	40	3,6	51
2,4	42	3,8	52
2,6	43	4,0	54

Примечание. Табл. 61 составлена по формуле

$$Q = 8,5\sqrt{H},$$

где: H — показания манометра в м вод. ст.;
 Q — расход воды в л/сек.

4. ИСПЫТАНИЕ НАСОСОВ НА ПОЖАРНЫХ АВТОМОБИЛЯХ

Выбор режима работы двигателя. Желательно, чтобы двигатель пожарного автомобиля (мотопомпы), подвергаемого испытаниям, был приработанным, со снятой ограничительной диафрагмой. Новый автомобиль или автомобиль после ремонта должен пройти 1000 км (обкаточный период).

Перед испытаниями целесообразно проверить соответствие показаний спидометра оборотам коленчатого вала двигателя.

Для этого, начиная с 15 км/час, создаются обороты двигателя, соответствующие 15, 20, 25 км/час и так далее, через каждые 5 км.

Для каждого из показаний спидометра замеряется число оборотов вала двигателя. Это можно сделать при помощи тахометра, присоединяемого к переднему концу коленчатого вала двигателя через храповик. Числа оборотов двигателя должны изменяться пропорционально изменениям показаний спидометра.

Следует заметить, что в практических условиях такие замеры могут встретить затруднения, так как для них требуется специально приспособленный тахометр с гибким валом или с удлиненной вставкой.

На некоторых пожарных автомобилях в насосных отделениях установлены стационарные тахометры, показывающие число оборотов насоса. В этом случае целесообразно определить соответствие показаний спидометра числам оборотов насоса.

Автомобиль устанавливают на открытый водоем. Забор воды производится по всасывающей линии соответствующего диаметра и длины для данного насоса. На конец всасывающего рукава наворачивают всасывающую сетку. К напорным (выкидным) патрубкам насоса присоединяют два прорезиненных рукава длиной по 20 м, диаметром 66 или 77 мм. Желательно применять рукава диаметром 77 мм, так как они обладают большей пропускной способностью.

К концам рукавов присоединяют стволы с набором сменных насадков (13, 16, 19, 22, 25 мм).

Если имеются стволы с присоединенными к ним манометрами (см. рис. 119), то расходы воды определяют по показаниям этих приборов при помощи графика, приведенного на рис. 120.

При отсутствии таких стволов расходы воды можно измерять трубкой ЦНИИПО (см. рис. 117, 118) или манометром, имеющимся на насосе пожарного автомобиля (см. рис. 121, а), по показаниям которого, пользуясь табл. 60, устанавливают расход воды.

Вначале определяют характеристику $Q - H$ насоса для кратковременного максимального режима работы двигателя на насос в течение примерно 30 мин. при полностью открытой дроссельной заслонке, что соответствует полной подаче топлива. Расход воды при этом изменяют путем перестановки насадков или открытия напорных вентилей насоса. Геометрическую высоту всасывания выбирают равную 1,5 м.

Далее приступают к определению характеристики $Q - H$ насоса, соответствующей длительному режиму работы двигателя.

теля на насос (в течение 3 час.). При этом режиме температура в системе охлаждения и масла в двигателе обычно приобретает постоянное значение.

Для установления эксплуатационного режима двигателя производят ряд температурных замеров, а именно:

1) температуры воды в радиаторе или в головке блока, посредством показаний термодатчика на щитке приборов автомобиля или по показаниям ртутного термометра.

Температура воды в системе охлаждения двигателя не должна превышать 95° ;

2) температуры масла в коробке перемены передач при помощи ртутного термометра, устанавливаемого через контрольное отверстие в корпусе коробки или путем термодатчиков, если они имеются в распоряжении испытателей;

3) температуры масла в картере двигателя — по ртутному термометру, устанавливаемому в отверстие для мерного щупа;

4) температуры масла в коробке отбора мощности, также при помощи ртутного термометра, который можно вставить в отверстие для слива масла из коробки.

Кроме того, измеряют температуру окружающего воздуха (в тени). Желательно испытания проводить в тех температурных условиях, которые могут быть при работе пожарных автомобилей в данной местности.

Обычно наиболее неблагоприятные условия имеют место при работе пожарного автомобиля в летнее время, в жаркий период дня (особенно при температуре окружающего воздуха $30-35^{\circ}$). Если в местности, где будет работать автомобиль, лето жаркое, а испытания ведутся в сравнительно холодный период времени, целесообразно осуществлять их в утепленном помещении, имеющем возможно большую температуру воздуха. В этом случае для отвода отработанных газов к концу выхлопной трубы двигателя присоединяют всасывающий рукав и выводят его наружу.

Следует иметь в виду, что температура масла в коробке перемены передач и коробке отбора мощности не должна превышать 120° , а температура масла в двигателе должна быть порядка 90° .

Для определения температуры масла необходимо тщательно изучить прикладываемую к каждому автомобилю заводскую инструкцию и не допускать превышения указанных в ней параметров.

Температурные замеры производятся через каждые 10—15 мин. работы двигателя. Если в процессе испытаний достигается хотя бы одна из приведенных выше температур или температур, указанных в заводской инструкции, число оборотов двигателя снижают.

Как показали испытания пожарных автомобилей на шасси ЗИЛ-150 и ГАЗ-51 (ПМЗ-9; ПМЗ-10; ПМГ-6 и ПМГ-12), про-

веденные в ЦНИИПО, для отечественных пожарных автомобилей последних выпусков максимально возможный режим работы двигателя при работе на насос обычно соответствует эксплуатационному режиму. Это обуславливается наличием у современных пожарных автомобилей дополнительной системы охлаждения двигателя применительно к работе в стационарных условиях.

Снятие характеристики $Q-H$ насоса. По мере установления эксплуатационного режима двигателя снимают характеристику $Q-H$ насоса.

Испытания следует производить при геометрических высотах всасывания 1,5; 3—3,5 и 6,5—7 м, для чего пожарный автомобиль устанавливают на открытый водоисточник с соответствующим расположением уровня воды. Если таких возможностей нет, снимают характеристику $Q-H$ при тех геометрических высотах всасывания, которые имеются в практических условиях.

Если вблизи нет открытого водоисточника, следует пользоваться гидрантами, при этом целесообразно, если это возможно, сливать воду из гидранта в колодец и затем оттуда уже забирать ее насосом.

Чтобы получить кривую $Q-H$, характеризующую работу двигателя в эксплуатационном режиме, необходимо иметь 7—9 точек, для которых известны расходы воды и напоры.

При работе от открытого водоисточника полный напор определяется как сумма манометрического (показания манометра) и вакуумметрического напоров (показания мановакуумметра), а при работе от гидранта — как разность манометрического напора (показание манометра) и напора перед насосом.

Характеристика $Q-H$ насоса строится в виде графика, как это показано в главе IX — «Насосы». По горизонтальной оси на графике откладывают расходы воды в л/сек (или л/мин), а по вертикальной оси — напоры. Когда построено несколько опытных точек, при помощи лекал вычерчивают кривую $Q-H$ насоса, соответствующую этим точкам. Если одна или несколько точек резко отклоняется от намеченной кривой, их следует снова проверить.

Для более полного определения характеристик следует снимать характеристики насоса при постоянных числах оборотов вала последнего.

Покажем это на примере. На графике рис. 97 показана характеристика $Q-H$ для насосов ПН-25А пожарных автомобилей ПМЗ-9, ПМЗ-10, ПМГ-6 и ПМГ-12. Максимально возможный режим работы двигателя на насосе для этих автомобилей соответствует длительному эксплуатационному режиму. Для ПМЗ-9 и ПМЗ-10 точки кривой $Q-H$ для этих режимов принимались при числах оборотов от 3000 до 2300 об/мин.

Форма бланка для записи показаний при испытаниях пожарного автомобиля

Схема испытаний:

Дата испытаний
Тип автомобиля и марка
Номер и марка двигателя
Номера манометров

[illegible]

Результаты испытаний автономного

Тип и марка автомобиля
Номер автомобиля
Номер и марка двигателя

[illegible]

В то же время на этом графике построены кривые $Q-H$ насоса ПН-25А при постоянных числах оборотов $n = 3000, 2800, 2700, 2500, 2300, 2000$ об/мин.

Снимая характеристики $Q-H$ насоса при постоянных числах оборотов, работу двигателя регулируют таким образом, чтобы при каждом новом расходе числа оборотов двигателя оставались неизменными. По полученным данным строится ряд кривых $Q-H$ и указывается, каким оборотам соответствует каждая кривая. Правая часть этих кривых ограничена кривой $Q-H$ для эксплуатационного режима.

Данные испытаний регистрируют в таблице (см., например, форму, приведенную в табл. 62). На основании произведенных записей составляют таблицу результатов испытаний (например, по форме, приведенной в табл. 63).

5. ИСПЫТАНИЯ ВОДОПРОВОДНОЙ СЕТИ НА ВОДООТДАЧУ

Расходы воды и напоры можно измерять всеми вышеописанными способами.

Однако максимальную водоотдачу лучше всего определять при помощи гидранта и пожарной колонки посредством присоединения гладкого патрубка диаметром 65 мм, длиной 500 мм.

При испытании необходимо отмечать давление в водопроводной сети до отбора воды и при отборе ее и соответствующий этому давлению расход воды. Так как обычно устанавливать на водопроводной сети манометр трудно, то изменение давления можно найти по манометру на колонке гидранта (см. рис. 122). Такое определение давления, хотя и является несколько приближенным вследствие наличия потерь в колонке гидранта, но для практических целей оно пригодно, если учесть, что отбор воды для пожарных целей производится от водопроводной сети преимущественно посредством гидрантов.

Время испытаний следует приурочивать к часам максимального водоразбора из сети. Для отбора воды следует выбирать, как правило, наиболее неблагоприятно расположенные гидранты.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1—2

Таблица объемов труб и рукавов

Диаметр в мм	Объем 1 пог. м трубы в л	Диаметр в мм	Объем 1 пог. м трубы в л	Диаметр в мм	Объем 1 пог. м трубы в л
12	0,11	38	1,13	64	3,22
14	0,15	40	1,25	66	3,42
16	0,20	42	1,39	68	3,63
18	0,25	44	1,52	70	3,85
20	0,31	46	1,66	72	4,07
22	0,38	48	1,81	74	4,30
24	0,45	50	1,96	76	4,51
26	0,53	52	2,12	78	4,78
28	0,62	54	2,29	80	5,03
30	0,71	56	2,46	85	5,67
32	0,80	58	2,64	90	6,36
34	0,91	60	2,83	95	7,09
36	1,02	62	3,02	100	7,85

Таблица объемов цилиндрических сосудов (баков)

Диаметр в м	Объем 1 пог. м длины (вы- соты) ци- линдра в м³	Диаметр в м	Объем 1 пог. м длины (вы- соты) ци- линдра в м³	Диаметр в м	Объем 1 пог. м длины (вы- соты) ци- линдра в м³
0,50	0,20	1,35	1,43	2,20	3,80
0,55	0,24	1,40	1,54	2,25	3,98
0,60	0,28	1,45	1,65	2,30	4,15
0,65	0,33	1,50	1,77	2,35	4,34
0,70	0,38	1,55	1,89	2,40	4,52
0,75	0,44	1,60	2,01	2,45	4,71
0,80	0,50	1,65	2,14	2,50	4,91
0,85	0,57	1,70	2,27	2,55	5,11
0,90	0,64	1,75	2,40	2,60	5,31
0,95	0,71	1,80	2,54	2,65	5,51
1,00	0,78	1,85	2,69	2,70	5,72

Продолжение

Диаметр в м	Объем 1 пог. м длины (вы- соты) ци- линдра в м³	Диаметр в м	Объем 1 пог. м длины (вы- соты) ци- линдра в м³	Диаметр в м	Объем 1 пог. м длины (вы- соты) ци- линдра в м³
1,05	0,87	1,90	2,83	2,75	5,94
1,10	0,95	1,95	2,99	2,80	6,16
1,15	1,04	2,00	3,14	2,85	6,38
1,20	1,13	2,05	3,30	2,90	6,60
1,25	1,23	2,10	3,46	2,95	6,83
1,30	1,33	2,15	3,63	3,00	7,07

Удельные веса некоторых жидкостей

Наименование жидкости	Удельный вес	При тем- пературе в град.
Вода (дистиллированная)	1,000	4
Вода (морская)	1,020 ÷ 1,030	15
Бензин грозненский легкий	0,730	15
Бензин грозненский тяжелый	0,750	15
Бензин бакинский	0,755	15
Глицерин безводный	1,260	0
Деготь	1,195	—
Керосин	0,79—0,82	15
Нефть бакинская	0,790—0,950	15
Раствор поваренной соли (насыщенный)	1,21	17
Ртуть	13,59	0
Минеральное смазочное масло	0,9—0,93	15
Эфир	0,71	0
Алкоголь	0,793	15

Зависимость плотности и объема воды от температуры

Темпера- тура	Плотность	Объем	Темпера- тура	Плотность	Объем
0	0,99987	1,00013	30	0,99537	1,00435
4	1,00000	1,00000	40	0,9922	1,0078
10	0,99973	1,00023	50	0,9881	1,0121
20	0,99823	1,00177			

Потери напора в пожарных рукавах на 100 м длины (100 л в м)

Расход воды		Прорезиненные рукава диаметром в мм			Непрорезиненные рукава диаметром в мм		
в л/мин	в л/сек	51	66	77	51	66	77
60	1,0	0,68	0,17	0,08	1,20	0,38	0,15
120	2,0	2,71	0,69	0,31	4,80	1,54	0,60
180	3,0	6,10	1,55	0,69	10,8	3,46	1,35
240	4,0	10,87	2,75	1,23	19,2	6,15	2,40
300	5,0	16,93	4,30	1,92	30,0	9,62	3,75
360	6,0	24,4	6,19	2,77	43,2	13,9	5,40
420	7,0	33,2	8,43	3,77	58,6	18,8	7,35
480	8,0	43,4	11,0	4,94	76,8	24,7	9,60
540	9,0	54,8	13,9	6,24	—	31,2	12,0
600	10,0	67,7	17,2	7,70	—	38,5	15,0
660	11,0	—	20,8	9,31	—	46,6	18,1
720	12,0	—	24,8	11,1	—	55,5	21,6
780	13,0	—	29,0	13,0	—	65,0	25,3
840	14,0	—	33,7	15,1	—	—	29,4
900	15,0	—	38,7	17,3	—	—	33,8
960	16,0	—	44,0	19,7	—	—	38,4
1020	17,0	—	49,7	22,3	—	—	43,3
1080	18,0	—	55,7	25,0	—	—	48,6
1140	19,0	—	62,1	27,8	—	—	54,2
1200	20,0	—	68,7	30,8	—	—	60,0
1260	21,0	—	—	34,0	—	—	66,2
1320	22,0	—	—	37,3	—	—	—
1380	23,0	—	—	40,8	—	—	—
1440	24,0	—	—	44,4	—	—	—
1500	25,0	—	—	48,2	—	—	—
1560	26,0	—	—	52,1	—	—	—
1620	27,0	—	—	56,1	—	—	—
1680	28,0	—	—	60,4	—	—	—
1740	29,0	—	—	64,8	—	—	—
1800	30,0	—	—	69,4	—	—	—

Упрощенные таблицы первого типа для определения требуемого напора на пожарном насосе

Таблица А

Рукава непрорезиненные

1. Длина компактной части струи 16—17 м. Одна линия диаметром 66 мм (2½") или 77 мм (3"). Держать напор на насосе (в ати)

Длина магистрали диаметром 66 мм		Диаметр насадка в мм						Длина магистрали диаметром 77 мм	
количе- ство ру- кавов	длина в м	13	16	19	22	25	28	количе- ство ру- кавов	длина в м
—	—	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	1	20
1	20	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,5	2	40
2	40	4,0	4,0	4,0	4,5	5,0	6,0	5	100
3	60	4,0	4,5	4,5	5,0	6,0	7,0	8	160
4	80	4,0	4,5	4,5	6,0	6,5	9,0	10	200
5	100	4,0	4,5	5,0	6,0	7,5	10,0	13	260
6	120	4,0	5,0	5,0	6,5	8,5		15	300
8	160	4,5	5,0	6,0	7,5	10,0		20	400
10	200	4,5	5,5	6,5	8,5			25	500
11	220	4,5	6,0	7,0	9,0			30	600
13	260	5,0	6,0	7,5	10,0			35	700
15	300	5,0	6,5	8,0				40	800
17	340	5,0	7,0	9,0				45	900
20	400	5,5	7,5	10,0				50	1000
25	500	6,0	8,5						
30	600	6,0	9,5						

Расход воды
в л/мин

200	300	400	500	650	800	
-----	-----	-----	-----	-----	-----	--

2. В зависимости от этажности добавлять:

на 1 этаж — 0,5 ати

на 6 этажей — 2,0 ати

на 2 этажа — 1,0 ати

на 8 этажей — 3,0 ати

на 4 этажа — 1,5 ати

3. Разветвления на:

три насадка
диаметром в мм

— 13 16

два насадка
диаметром в мм

13 16 19

Одинаковы по напору

с одним насадком
диаметром в мм

22 25 28

Два насадка по 13 мм и один насадок диаметром 22 мм
одинаковы по напору с одним насадком диаметром 28 мм

4. Рукавная линия диаметром 66 мм одинакова по потерям напора с рукавной линией диаметром 51 мм, длиной в четыре раза меньшей и с рукавной линией диаметром 77 мм и длиной в два раза большей.

5. Можно получить струи в зависимости от типа пожарных автомобилей и мотопомп

Диаметр насадка в мм	Марка и тип пожарных автомобилей и мотопомп								
	ПМЗ-9 ПМЗ-10 (насос ПН-25а)	ПМЗ-17 ПМЗ-18 (насос ПН-30)	автоцистерна МАЗ-200 (насос ПН-45)	ПМГ-19 ПМГ-36 (насос ПН-20)	ПГМ-6 ПГМ-12 (насос ПН-25а)	ПМЗ-1 (ЗИС-11)	ПМГ-1 (ГАЗ-АА)	ММ-1200	М-600
13	6—8	6—8	8—10	6	6	5—6	3—4	5	2—3
16	4—5	6	6—8	4	4	4	2—3	3—4	1—2
19	5—4	4—5	6	3	3	3	2	2—3	1
22	2—3	5—4	5	2—3	2—3	2	1—2	2	1
25	2—3	2—3	4	2	2	1—2	1	1—2	—

Таблица Б

Рукава прорезиненные

1. Длина компактной части струи 16—17 мм. Одна линия диаметром 66 мм (2¹/₂") или 77 мм (3"). Держать напор на насосе (в атм)

Длина магистрали диаметром 66 мм		Диаметры насадков в мм						Длина магистрали диаметром 77 мм	
количество рукавов	длина в м	13	16	19	22	25	28	количество рукавов	длина в м
—	—	3,5	3,5	3,0	3,0	3,0	3,0	1	20
1	20	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	2	40
2	40	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	4,0	5	100
3	60	3,5	3,5	3,5	4,0	4,0	5,0	8	160
4	80	3,5	4,0	3,5	4,0	4,5	5,5	10	200
5	100	3,5	4,0	4,0	4,5	5,0	6,5	13	260
6	120	3,5	4,0	4,0	4,5	5,5	6,5	15	300
8	160	4,0	4,0	4,5	5,0	6,0	8,5	20	400
10	200	4,0	4,5	5,0	5,5	7,0	10,0	25	500
13	260	4,0	4,5	5,0	6,0	8,0		30	600
15	300	4,0	5,0	5,5	6,5	9,0		35	700
18	360	4,0	5,0	6,0	7,0	10,0		40	800
20	400	4,5	5,5	6,5	8,0			50	1000
25	500	4,5	5,5	7,0	9,0				
30	600	4,5	6,0	7,5					
Расход воды в л/мин		200	300	400	500	650	800	Расход воды в л/мин	

2. В зависимости от этажности добавлять:

на 1 этаж — 0,5 ати на 6 этажей — 2,0 ати

на 2 этажа — 1,0 ати на 8 этажей — 3,0 ати

на 4 этажа — 1,5 ати

3. Разветвления на:	три насадка диаметром в мм	—	13	16
	два насадка диаметром в мм	13	16	19
Одинаковы по напору с одним насадком диаметром в мм		22	25	28

Два насадка по 13 мм и один насадок диаметром 22 мм одинаковы по напору с одним насадком диаметром 28 мм

4. Рукавная линия диаметром 66 мм одинакова по потерям напора с рукавной линией диаметром 51 мм, длиной в четыре раза меньшей и с рукавной линией диаметром 77 мм длиной в два раза большей

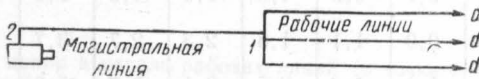
5. Можно получить струи в зависимости от типа пожарных автомобилей и мотопомп

Диаметр насадка в мм	Марка и тип пожарных автомобилей и мотопомп								
	ПМЗ-9 ПМЗ-10 (насос ПН-25а)	ПМЗ-17 ПМЗ-18 (насос ПН-30)	автоцистерна МАЗ-200 (насос ПН-45)	ПМГ-19 ПМГ-21 ПМГ-36 (насос ПН-20)	ПМГ-6 ПМГ-12 (насос ПН-25а)	ПМЗ-1 (ЗИС-11)	ПМГ-1 (ГАЗ-АА)	ММ-1200	М-600
13	6—8	6—8	8—10	6	6	5	3—4	5	2—3
16	4—5	6	6—8	4	4	4	2—3	5—4	1—2
19	3—4	4—5	6	3	3	3	2	2—3	1
22	2—3	3—4	5	2—3	2—3	2	1—2	2	1
25	2—3	2—3	4	2	2	1—2	1	1—2	—

Упрощенные таблицы второго типа для определения
требуемого напора на пожарном насосе

Таблица А

Непрорезиненные рукава



1. Потребный напор в начале рабочих линий (в точке 1, у разветвления) определяется по рабочей линии, требующей наибольшего напора

Напор в начале рукавной линии (в точке 1) в ати	Рабочая линия из непрорезиненных рукавов			
	диаметром 51 мм		диаметром 66 мм, длиной 40–60 м	диаметром 77 мм, длиной 40–60 м
	длиной 40 м	длиной 60 м		
Диаметр насадков стволов в мм (от—до)				
3,5	—	—	—	13–25
4,0	13–16	—	13–22	—
5,0	19	13–16	25	—
6,0	22	19	—	—

2. Расход воды в л/мин для рабочей линии

Напор в начале рабочей линии (в точке 1) в ати	Диаметр насадка в мм				
	13	16	19	22	25
Расход воды в л/мин					
3,5	200	300	400	500	650
4,0	200	300	450	550	700
5,0	250	350	500	600	800
6,0	250	400	500	650	850

3. Потери напора в магистральной линии (в *ати*)

Рас- ход воды в л/мин	Рукава диаметром 66 мм, длиной										
	100			160	200	260	300	400	500	600	700
200	0,2	0,3	0,4	0,5	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8
250	0,3	0,5	0,7	0,8	1,3	1,6	1,9	2,6	3,2	3,9	4,5
300	0,4	0,7	0,9	1,1	1,8	2,3	2,7	3,7	4,6	5,5	—
350	0,5	0,9	1,2	1,6	2,5	3,1	3,7	5,0	—	—	—
400	0,7	1,3	1,7	2,1	3,3	4,1	5,0	—	—	—	—
450	0,9	1,6	2,1	2,6	4,1	5,1	—	—	—	—	—
500	1,0	1,9	2,5	3,2	5,0	—	—	—	—	—	—
550	1,2	2,4	3,1	3,9	6,2	—	—	—	—	—	—
600	1,5	3,0	3,9	6,2	—	—	—	—	—	—	—
650	1,8	3,5	4,6	—	—	—	—	—	—	—	—
700	2,1	4,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—
750	2,5	4,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
800	2,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	100	200	260	400	500	700	800	1000			

Рукава диаметром 77 мм

Если магистральная линия заканчивается стволом без разветвления, то добавляется напор в зависимости от диаметра насадка, равный:

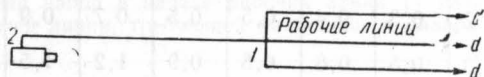
Диаметр насадка в мм	13	16	19	22	25
Напор у насадка ствола в <i>ати</i>	3,1	3,1	2,7	2,5	2,5

4. В зависимости от этажности добавляется:

на 1 этаж — 0,5 *ати*на 6 этажей — 2,0 *ати*на 2 этажа — 1,0 *ати*на 8 этажей — 3,0 *ати*на 4 этажа — 1,5 *ати*

Таблица Б

Прорезиненные рукава



1. Потребный напор в начале рабочих линий (в точке 1, у разветвления) определяется по рабочей линии, требующей наибольшего напора

Напор в начале рукавной линии (в точке 1)	Рабочая линия из непрорезиненных рукавов диаметром 51 мм		Рабочая линия из прорезиненных рукавов диаметром 66 и 77 мм, длиной 40—60 м
	длиной 40 м	длиной 60 м	
	Диаметр сырыска в мм (от—до)		
3,5	—	—	13—25
4,0	13—16	—	—
5,0	19	13—16	—
6,0	22	19	—

2. Расход воды в л/мин для рабочей линии

Напор в начале рабочей линии (в точке 1) в атм	Диаметр насадка в мм				
	13	16	19	22	25
3,5	200	300	400	500	650
4,0	200	300	450	550	700
5,0	250	350	500	600	800
6,0	250	400	500	650	850

3. Потери напора по магистральной линии (в *ати*)

Расход воды в л/мин	Рукава диаметром 66 мм, длиной										
	100	160	200	260	300	400	500	600	700	800	
200	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,7	0,9	1,1	1,2	1,4
250	0,1	0,3	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4
300	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2
350	0,2	0,5	0,8	1,1	1,3	1,6	2,2	2,7	3,2	3,8	4,3
400	0,3	0,7	1,1	1,4	1,8	2,2	2,9	3,6	4,3	—	—
450	0,4	0,9	1,3	1,8	2,2	2,7	3,6	4,5	—	—	—
500	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	4,4	5,5	—	—	—
550	0,6	1,3	2,0	2,7	3,4	4,1	5,4	—	—	—	—
600	0,8	1,7	2,7	3,4	4,4	—	—	—	—	—	—
650	0,9	2,0	3,1	4,0	5,1	—	—	—	—	—	—
700	1,0	2,3	3,7	4,7	—	—	—	—	—	—	—
750	1,2	2,7	4,2	5,3	—	—	—	—	—	—	—
800	1,4	3,0	4,8	—	—	—	—	—	—	—	—
900	1,8	3,8	6,1	—	—	—	—	—	—	—	—
	100	220	360	500	600	700	900				

Рукава диаметром 77 мм

Если магистральная линия заканчивается стволом без разветвления, то добавляется напор в зависимости от диаметра насадка, равный:

Диаметр насадка в мм	13	16	19	22	25
Давление напора у ствола в <i>ати</i>	3,1	3,1	2,7	2,5	2,5

4. В зависимости от этажности добавлять:

на 1 этаж — 0,5 *ати* на 6 этажей — 2,0 *ати*на 2 этажа — 1,0 *ати* на 8 этажей — 3,0 *ати*на 4 этажа — 1,5 *ати*

**Упрощенные таблицы для определения требуемого напора
на насосе при применении магистральных рукавов
диаметром 89 мм**

1. Потребный напор в начале рабочих линий (у разветвления) определяется по рабочей линии, требующей наибольшего напора

Напор в начале рукавной линии в <i>ати</i>	Рабочая линия из непрорезиненных рукавов				Рабочая линия из прорезиненных рукавов диаметром 66 и 77 мм длиной 40 и 60 м
	диаметром 51 мм		диаметром 66 мм, длиной 40—60 м	диаметром 77 мм, длиной 40—60 м	
	длиной 40 м	длиной 60 м			
Диаметр насадков (спрысков) стволов в мм (от—до)					
3,5	—	—	—	13—25	13—25
4,0	13—16	—	13—22	—	—
5,0	19	13—16	25	—	—
6,0	22	19	—	—	—

Примечание. При сложных схемах разветвления на 3—6 стволов к найденному по таблице напору добавлять 0,5 *ати*.

2. Расход воды в л/мин для рабочей линии

Напор в начале рабочей линии в <i>ати</i>	Диаметр насадка стволов в мм				
	13	16	19	22	25
3,5	200	300	400	500	650
4,0	200	300	400	550	700
5,0	250	350	500	600	800
6,0	250	400	500	650	850

3. Потери напора в магистральной линии из прорезиненных рукавов диаметром 89 мм

Расход воды в л/мин	Длина рукавной линии в м												
	100	160	200	260	320	360	400	500	600	700	800	900	1000
Потери напора в ати													
200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
300	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
350	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,5	0,5	0,6	0,7
400	До 0,5 ати							0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
450	—	—	—	—	—	—	—	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
500	—	—	—	—	—	0,5	0,5	0,7	0,8	0,9	1,1	1,2	1,3
550	—	—	—	—	0,5	0,6	0,6	0,7	0,8	1,0	1,1	1,3	1,5
600	—	—	—	0,5	0,6	0,7	0,7	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,7
650	—	—	0,5	0,6	0,7	0,8	0,8	0,9	1,1	1,4	1,6	1,8	2,0
700	—	—	0,5	0,7	0,8	1,0	1,1	1,3	1,6	1,9	2,1	2,4	2,6
750	—	0,5	0,6	0,8	0,9	1,1	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0
800	—	0,6	0,7	0,9	1,0	1,2	1,4	1,7	2,0	2,4	2,7	3,1	3,4
850	—	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0	2,4	2,7	3,1	3,5	3,9
900	0,5	0,7	0,9	1,2	1,3	1,6	1,8	2,2	2,6	3,1	3,5	3,9	4,4
950	0,5	0,8	1,0	1,3	1,5	1,7	1,9	2,4	2,9	3,4	3,9	4,4	4,9
1000	0,6	0,9	1,1	1,4	1,6	2,0	2,2	2,7	3,3	3,8	4,3	4,9	5,4
1100	0,7	1,1	1,3	1,7	2,0	2,4	2,6	3,3	4,0	4,6	5,3	5,9	6,6
1200	0,8	1,2	1,6	2,0	2,3	2,8	3,1	3,9	4,6	5,4	6,2	6,9	7,7
1300	0,9	1,5	1,8	2,3	2,7	3,2	3,6	4,5	5,4	6,3	7,2	—	—
1400	1,1	1,7	2,1	2,7	3,2	3,8	4,2	5,3	6,3	7,4	—	—	—
1500	1,2	1,9	2,4	3,1	3,6	4,3	4,8	6,0	7,2	—	—	—	—
1600	1,4	2,2	2,7	3,5	4,1	4,9	5,4	6,7	—	—	—	—	—
1700	1,6	2,5	3,1	4,1	4,7	5,6	6,3	—	—	—	—	—	—
1800	1,8	2,8	3,5	4,5	5,2	6,3	7,0	—	—	—	—	—	—
1900	2,0	3,1	3,9	5,1	5,8	7,0	—	—	—	—	—	—	—
2000	2,2	3,8	4,3	5,5	6,4	7,7	—	—	—	—	—	—	—
2100	2,4	3,8	4,7	6,1	7,1	—	—	—	—	—	—	—	—
2200	2,6	4,2	5,2	6,7	7,8	—	—	—	—	—	—	—	—
2300	2,8	4,6	5,7	7,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2400	3,1	4,9	6,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

4. В зависимости от этажности добавлять:

на 1 этаж — 0,5 ати на 6 этажей — 2,0 ати

на 2 этажа — 1,0 ати на 8 этажей — 3,0 ати

на 4 этажа — 1,5 ати

5. От автомобилей марки ПМЗМ с насосом ПН-40 можно получить струи:

Условия забора воды	Диаметр насадков в мм					
	13	16	19	22	25	28
Количество стволов						
От гидранта	До 16	12—14	10	8	6—7	5—6
Высота всасывания 1,5—3,0 м . . .	До 14	10—12	8	6—7	5—6	4
Высота всасывания до 6,5 м . . .	До 12	8	6	5	4	3

Упрощенные таблицы для определения требуемого напора у насосной установки при применении магистральной рукавной линии из прорезиненных рукавов диаметром 150 мм

1. Потребный напор в начале рабочих линий (у разветвления) определяется по рабочей линии, требующей наибольшего напора

Непрорезиненные рукава	Диаметр насадков в мм						Прорезиненные рукава
	13	16	19	22	25	28	
Диаметр 51 мм, длиной 60 м	Напор у разветвления в атм						Диаметром 51 мм, длиной 60 м
	3,5	4,1	4,4	5,3	—	—	
	3,9	4,8	5,8	—	—	—	
Диаметром 66 мм, длиной:	3,5	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	60 м
	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	6,0	100 м
	3,5	4,0	4,0	4,5	5,5	—	140 м
	3,5	4,0	4,5	5,0	—	—	200 м
	4,0	5,0	6,0	—	—	—	—
							Диаметром 66 мм

Непрорезиненные рукава	Диаметр насадков в мм						Прорезиненные рукава
	13	16	19	22	25	28	
Диаметром 77 мм, длиной: 60—80 100 200	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	4,0	100 м
	3,5	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	160 м
	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	5,5	200 м
	3,5	4,0	4,0	4,5	6,0	—	—

Примечание. На потери напора в разветвлениях добавлять 0,5 атм

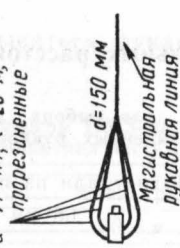
2. Расход воды в л/мин для рабочей линии:

Напор в начале рабочей линии в <i>ати</i>	Диаметр насадка в мм				
	13	16	19	22	25
3,5	200	300	400	500	650
4,0	200	300	450	550	700
5,0	250	350	500	600	800
6,0	250	400	500	650	850

3. Потери напора в магистральной линии из прорезиненных рукавов диаметром 150 мм

Расход воды в л/мин	Длина магистральной рукавной линии в м											
	200	500	800	1000	1200	1500	1700	2000	2200	2500	2700	3000
Потери напора в атм												
600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,5	0,5	0,6
700	—	—	—	—	—	—	0,5	0,5	0,5	0,6	0,7	0,7
800	—	—	—	—	—	0,5	0,6	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
900	—	—	—	—	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
1000	—	—	—	0,5	0,6	0,7	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5
1250	—	—	0,6	0,8	0,9	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3
1500	—	0,6	0,9	1,1	1,3	1,7	1,9	2,2	2,4	2,8	3,0	3,3
1750	—	0,8	1,2	1,5	1,8	2,3	2,6	3,0	3,3	3,8	4,1	4,5
2000	—	1,0	1,6	2,0	2,4	2,9	3,3	3,9	4,3	4,9	5,3	5,9
2250	0,5	1,2	2,0	2,5	3,0	3,7	4,2	4,9	5,4	6,2	6,6	7,4
2500	0,6	1,5	2,4	3,0	3,6	4,5	5,1	6,0	6,6	7,5	8,1	—
2750	0,8	1,9	3,0	3,7	4,5	5,6	6,3	7,4	8,1	—	—	—
3000	0,9	2,2	3,5	4,4	5,3	6,7	7,5	8,8	—	—	—	—

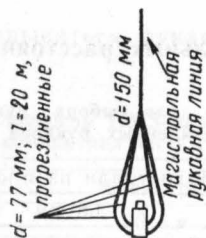
$d = 77 \text{ мм}; l = 20 \text{ м},$
прорезиненные



Магистральная
рукавная линия

$d = 150 \text{ мм}$

Вместо четырех параллельных прорезиненных рукавов диаметром 77 мм, длиной по 20 м, присоединяемых для связи насосной станции с магистралью диаметром 150 мм, к длине магистралей добавлять 60 м



Вместо четырех параллельных прорезиненных рукавов диаметром 77 мм, длиной по 20 м, присоединяемых для связи насосной станции с магистралью диаметром 150 мм, к длине магистралей добавлять 60 м

Примечание. В зависимости от подъема ствола над осью насоса добавлять на каждые 10 м подъема — 1 атм.

Таблицы предельных расстояний, на которые

Предельные расстояния для выбора рукавных систем при
Рабочие линии из непрорезиненных рукавов диаметром 51 мм,

Схемы рукавных линий	Диаметр насад- ков в мм	Магистрали из прорезиненных рука					
		66 мм				77	
		высота подъема стволов в м				высота ство	
		0	10	20	30	0	10
Длина рукав							
	13	>900	>900	>900	>900	>900	>900
	16	800	800	800	800	>900	>900
	19	600	600	560	440	>900	>900
	22	500	440	400	380	900	900
	25	320	280	220	180	740	600
	13	900	900	900	900	>900	>900
	16	800	800	740	700	>900	>900
	19	600	600	560	440	>900	>900
	22	440	380	320	200	900	900
	25	(300)	(220)	(160)	(120)	(740)	(540)
	13	500	500	500	320	900	900
	16	280	220	140	100	600	440
	19	100	80	60	40	240	200
	13	500	500	500	320	900	900
	16	240	180	120	80	500	360
	19	(100)	(80)	(60)	(40)	(240)	(200)
	13	320	260	180	140	760	600
	16	120	100	80	40	240	200
	19	—	—	—	—	100	60
	13	280	200	160	100	700	500
	16	(120)	(100)	(80)	(40)	—	—

Примечание. Длины рукавных линий, показанные в скобках, соса не более 3,5 м.

могут прокладываться рукавные системы (1—9)

Таблица 1

подаче воды автонасосом ПМЗ-10 и автоцистерной ПМЗ-9 в м
длиной до 60 м, компактная часть струй 16—17 м

вов диаметром		Магистраль из непрорезиненных рукавов							
мм		66 мм				77 мм			
подъема лов в м		высота подъема стволов в м				высота подъема стволов в м			
20	30	0	10	20	30	0	10	20	30

ных линий в м

>900	>900	500	500	500	400	>900	>900	>900	>900
>900	>900	400	360	360	320	>900	>900	900	800
>900	>900	360	280	260	200	900	800	700	500
800	700	300	240	180	140	600	500	400	300
500	400	120	100	80	80	360	300	270	200
>900	>900	500	500	500	400	>900	>900	>900	>900
>900	>900	400	360	360	320	>900	>900	900	800
>900	>900	300	280	260	200	900	800	700	500
760	600	300	240	180	140	600	500	400	300
(460)	(340)	(120)	(100)	(80)	(80)	(360)	(300)	(240)	(200)
900	700	300	240	180	100	800	700	500	340
300	160	140	100	60	40	300	200	100	60
100	40	40	40	—	—	120	100	60	40
900	700	300	240	180	100	800	700	500	340
200	100	120	80	60	40	260	100	60	—
(100)	(40)	(40)	(40)	—	—	—	—	—	—
460	300	120	100	60	40	360	300	220	140
140	80	60	40	—	—	120	100	60	40
40	—	—	—	—	—	60	40	—	—
400	200	120	100	60	40	320	280	200	100
—	—	(40)	(40)	—	—	—	—	—	—

обеспечиваются подачей воды при геометрических высотах всасывания на

**Предельные расстояния для выбора рукавных схем при подаче
Рабочие линии из непрорезиненных рукавов диаметром 51 мм,**

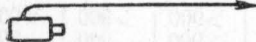
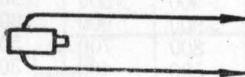
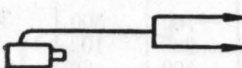
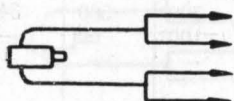
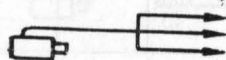
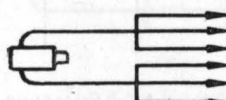
Схема рукавных линий	Диаметр насадков в мм	Магистраль из прорезиненных рукавов					
		66 мм				77	
		высота подъема стволов в м				высота стволов	
		0	10	20	30	0	10
Длина магистральных							
	13	>900	>900	>900	>900	>900	>900
	16	>900	>900	760	700	>900	>900
	19	800	700	560	440	>900	>900
	22	520	440	380	320	>900	>900
	25	320	280	220	180	740	600
	13	>900	>900	>900	>900	>900	>900
	16	>900	>900	760	700	>900	>900
	19	800	700	560	440	>900	>900
	22	520	440	380	320	>900	>900
	25	320	280	220	180	740	600
	13	580	500	440	320	>900	>900
	16	280	220	160	100	600	440
	19	100	80	40	—	240	200
	22	—	—	—	—	60	40
	13	580	500	440	320	900	>900
	16	280	220	160	100	600	440
	19	100	80	40	—	240	200
	22	—	—	—	—	40	—
	13	320	260	180	140	760	600
	16	120	100	60	40	240	200
	19	—	—	—	—	100	60
	13	300	200	160	100	760	600
	16	100	80	60	40	220	160

Таблица 2

че воды от автоцистерны ПМЗ-17 и от автонасоса ПМЗ-18
длинной до 60 м, компактная часть струй 16—17 м

вов диаметром		Магистраль из непрорезиненных рукавов диаметром							
мм		66 мм				77 мм			
подъема в м		высота подъема стволов в м				высота подъема стволов в м			
20	30	0	10	20	30	0	10	20	30

рукавных линий в м

>900	>900	>900	>900	>900	700	>900	>900	>900	>900
>900	>900	600	500	400	320	>900	>900	>900	800
>900	>900	360	300	260	200	>900	800	700	500
800	700	300	260	200	100	600	500	400	300
500	400	120	100	80	80	360	300	240	200
>900	>900	>900	>900	>900	700	>900	>900	>900	>900
>900	>900	600	500	400	320	>900	>900	>900	800
>900	>900	360	300	260	200	>900	800	700	500
800	700	300	260	200	100	600	500	400	300
500	400	120	100	80	80	360	300	270	200
>900	700	320	260	200	140	800	700	500	340
300	160	120	100	80	40	300	200	100	60
100	40	40	40	—	—	120	100	60	—
—	—	—	—	—	—	40	—	—	—
>900	700	320	260	200	140	800	700	500	340
300	160	120	100	80	40	300	200	100	60
100	40	40	40	—	—	120	100	60	—
—	—	—	—	—	—	40	—	—	—
460	300	120	100	80	60	360	300	220	160
140	80	60	40	—	—	120	100	60	40
40	—	—	—	—	—	60	40	—	—
460	300	120	100	80	60	360	300	220	160
100	40	40	—	—	—	100	80	40	—

Предельные расстояния для выбора рукавных схем при подаче
Рабочие линии из непрорезиненных рукавов диаметром 51 мм,

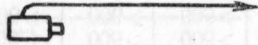
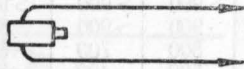
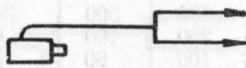
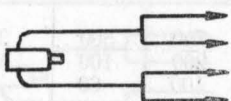
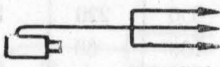
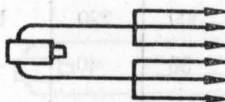
Схемы рукавных линий	Диаметр насадков в мм	Магистраль из прорезиненных рукавов					
		66 мм				77	
		высота подъема стволов в м				высота стволов	
		0	10	20	30	0	10
Длина магистральной							
	13	>900	>900	>900	>900	>900	>900
	16	>900	>900	760	700	>900	>900
	19	800	700	560	440	>900	>900
	22	520	440	380	320	>900	>900
	25	320	280	220	180	740	600
	13	>900	>900	>900	>900	>900	>900
	16	>900	>900	760	700	>900	>900
	19	800	700	560	440	>900	>900
	22	520	440	380	320	>900	900
	25	320	280	220	180	740	600
	13	580	500	440	320	>900	>900
	16	280	220	160	100	600	440
	19	100	80	60	40	240	240
	22	—	—	—	—	60	40
	13	580	500	440	320	>900	>900
	16	280	220	160	100	600	440
	19	100	80	40	—	240	200
	22	—	—	—	—	60	40
	13	320	260	200	160	760	600
	16	120	100	80	60	240	200
	19	—	—	—	—	100	60
	13	320	260	200	160	760	600
	16	120	100	80	60	240	200
	19	—	—	—	—	100	60

Таблица 3


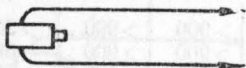
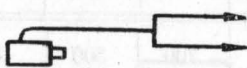
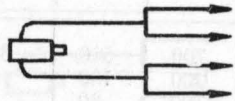
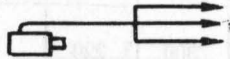
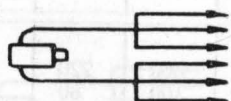
че воды от насоса ПН-45 автоцистерны на шасси МАЗ-200
длинной до 60 м. Компактная часть струй 16—17 м

вов диаметром		Магистраль из непрорезиненных рукавов диаметром							
мм		66 мм				77 мм			
подъема в м		высота подъема стволов в м				высота подъема стволов в м			
20	30	0	10	20	30	0	10	20	30

рукавной линии в м

> 900	> 900	> 900	> 900	> 900	700	> 900	> 900	> 900	> 900
> 900	> 900	600	500	400	320	> 900	> 900	> 900	800
> 900	900	360	300	260	200	900	800	700	500
800	700	300	260	200	100	600	500	400	300
500	400	120	100	80	80	360	300	240	200
> 900	> 900	> 900	> 900	> 900	700	> 900	> 900	> 900	> 900
> 900	> 900	600	500	400	320	> 900	> 900	> 900	800
> 900	900	360	300	260	200	900	800	700	500
800	700	300	260	200	100	600	500	400	300
500	400	120	100	80	80	360	300	240	200
900	700	320	260	200	140	800	700	500	340
300	160	120	100	80	40	300	200	100	60
100	40	40	40	—	—	120	100	60	—
—	—	—	—	—	—	40	—	—	—
900	700	320	260	200	140	800	700	500	340
300	160	120	100	80	40	300	200	100	60
100	40	40	40	—	—	120	100	60	—
—	—	—	—	—	—	40	—	—	—
460	300	120	100	80	60	360	300	220	160
140	80	60	40	—	—	120	100	80	40
40	—	—	—	—	—	60	40	—	—
460	300	120	100	80	60	360	300	220	160
140	80	60	40	—	—	120	100	80	40
40	—	—	—	—	—	60	40	—	—

**Предельные расстояния для выбора рукавных схем при подаче
Рабочие линии из непрорезиненных рукавов диаметром 51 мм,**

Схемы рукавных линий	Диаметр насадков в мм	Магистраль из прорезиненных рукав					
		66 мм				77	
		высота подъема стволов в м				высота стволов	
		0	10	20	30	0	10
Длина рукав							
	13	>900	>900	>900	>900	>900	>900
	16	>900	900	760	700	>900	>900
	19	800	700	560	440	>900	>900
	22	520	440	380	320	>900	>900
	25	320	280	220	180	740	600
	13	>900	>900	>900	>900	>900	>900
	16	>900	900	760	700	>900	>900
	19	800	700	560	440	>900	>900
	22	520	440	380	320	>900	>900
	25	(280)	(220)	(180)	(120)	740	600
	13	580	500	440	320	>900	>900
	16	280	220	160	100	600	440
	19	100	80	40	—	240	200
	22	—	—	—	—	60	40
	13	580	500	440	320	>900	>900
	16	(220)	(160)	(100)	(40)	(440)	(300)
	13	320	260	180	140	760	600
	16	120	600	60	40	240	200
	19	—	—	—	—	(120)	(80)
	13	(260)	(180)	(140)	(80)	(600)	(460)

Примечание. Длины рукавных линий, указанные в скобках, обеспечат более 3,5 м.

че воды от автоцистерны ПМГ-6 и автонасоса ПМГ-12
длиной до 60 м, компактная часть струй 16—17 м

Вод. диаметр		Магистраль из непрорезиненных рукавов диаметром							
мм		66 мм				77 мм			
подъема в м		высота подъема стволов в м				высота подъема стволов в м			
20	30	0	10	20	30	0	10	20	30

ных линий в м

>900	>900	>900	>900	>900	700	>900	>900	>900	>900
>900	>900	600	500	400	320	>900	>900	>900	800
>900	>900	360	300	260	200	900	800	700	500
800	600	300	260	200	100	600	500	400	300
500	400	120	100	80	80	360	300	240	200
>900	>900	>900	>900	>900	700	>900	>900	>900	>900
>900	>900	600	500	400	320	>900	>900	>900	800
>900	>900	360	300	260	200	900	800	700	500
800	600	300	240	180	80	600	500	400	300
500	400	(100)	(80)	(80)	(60)	(360)	(300)	(240)	(200)
>900	700	320	260	200	140	800	700	500	340
300	160	120	100	80	40	300	200	100	60
100	40	40	40	—	—	120	100	60	—
—	—	—	—	—	—	40	—	—	—
>900	700	320	260	200	140	800	700	500	340
(160)	(80)	(100)	(80)	(60)	—	(200)	(100)	(80)	—
460	300	(100)	(80)	(60)	(40)	360	300	240	160
140	80	—	—	—	—	120	100	60	40
(40)	—	—	—	—	—	40	—	—	—
(300)	(160)	(100)	(80)	(60)	(40)	(300)	(260)	(160)	(80)

чиваются подачей воды при геометрических высотах всасывания насоса не

Предельные расстояния для выбора рукавных систем при подаче воды от
Рабочие линии из непрорезиненных рукавов диаметром

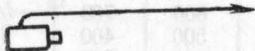
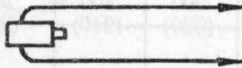
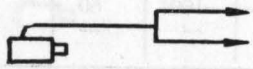
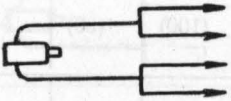
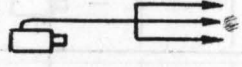
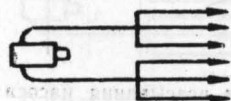
Схема рукавных линий	Диаметр насадков в мм	Магистраль из прорезиненных рука					
		66 мм				77	
		высота подъема стволов в м				высота стволов	
		0	10	20	30	0	10
	13	> 900	> 900	> 900	> 900	> 900	> 900
	16	> 900	900	760	700	> 900	> 900
	19	800	700	560	440	> 900	> 900
	22	520	440	380	320	> 900	900
	25	320	280	220	180	740	600
	Длина рукав						
	13	> 900	> 900	> 900	> 900	> 900	> 900
	16	> 900	900	760	700	> 900	> 900
	19	800	700	560	440	> 900	> 900
	22	440	380	320	200	> 900	800
	25	220	160	120	80	520	380
	Длина рукав						
	13	580	500	440	320	900	> 900
	16	280	220	160	100	600	440
	19	100	80	40	—	240	200
	Длина рукав						
	13	580	500	440	320	900	900
	16	220	140	100	60	440	300
	13	320	260	180	140	760	600
	16	80	60	40	—	180	120
	13	200	140	80	20	440	300
	16	60	20	—	—	120	60

Таблица 5

автонасоса ПМГ-21 и автоцистерн ПМГ-19 и ПМГ-36 с насосами ПН-20
51 мм, длиной до 60 м, компактная часть струй 16—17 м

Вов диаметр		Магистраль из непрорезиненных рукавов диаметром							
мм		66 мм				77 мм			
подъема в м		высота подъема стволов в м				высота подъема стволов в м			
20	30	0	10	20	30	0	10	20	30

ных линий в м

>900	>900	>900	>900	>900	700	>900	>900	>900	>900
>900	>900	600	500	400	320	>900	>900	900	800
>900	900	360	300	260	200	900	800	700	500
800	600	300	260	200	100	600	500	400	300
500	400	120	100	80	80	360	300	240	200
>900	>900	>900	>900	>900	700	>900	>900	>900	>900
>900	>900	600	500	400	320	>900	>900	900	800
>900	900	360	300	260	200	900	800	700	500
700	500	280	200	140	80	500	400	300	200
260	160	100	80	60	20	240	180	140	80
>900	700	320	260	200	140	800	700	500	340
300	160	120	100	80	40	300	200	100	60
100	40	40	40	—	—	120	100	60	—
900	700	320	260	200	140	800	700	500	340
160	80	100	80	40	—	200	100	80	—
460	320	120	100	80	60	360	300	240	160
60	—	40	20	—	—	100	60	40	—
180	40	80	60	40	—	220	160	80	20
—	—	20	—	—	—	60	—	—	—

**Предельные расстояния для выбора рукавных схем
Рабочие линии из непрорезиненных рукавов диаметром**

Схема рукавных линий	Диаметр насадков в мм	Магистраль из прорезиненных рука					
		66 мм				77	
		высота подъема стволов в м				высота стволов	
		0	10	20	30	0	10
Длина рукав							
	13	>900	>900	>900	>900	>900	>900
	16	>900	780	700	400	>900	>900
	19	700	560	440	280	>900	>900
	22	400	360	280	160	900	760
	25	200	180	120	80	500	400
	13	>900	>900	>900	900	>900	>900
	16	800	740	600	320	>900	>900
	19	520	400	240	160	>900	900
	22	320	200	120	60	700	500
	25	120	80	40	—	300	200
	13	600	460	320	160	>900	900
	16	180	120	80	40	360	200
	19	40	—	—	—	60	—
	13	400	240	100	—	900	600
	16	80	—	—	—	100	—
	13	200	160	100	40	500	400
	16	60	40	—	—	100	40
	13	100	40	—	—	200	100

при подаче воды автонасосом ПМЗ-1 (ЗИС-11)

51 мм, длиной до 60 м, компактная часть струй 16—17 м

вов диаметром		Магистраль из непрорезиненных рукавов диаметром							
мм		66 мм				77 мм			
подъема в м		высота подъема стволов в м				высота подъема стволов в м			
20	30	0	10	20	30	0	10	20	30

ных линий в м

>900	>900	>900	>900	760	500	>900	>900	>900	>900
>900	>900	540	440	320	200	>900	>900	800	600
900	700	320	260	200	140	800	700	500	360
600	400	240	140	80	60	460	360	280	180
300	200	100	80	60	40	260	200	140	80
>900	>900	>900	>900	760	500	>900	>900	>900	>900
900	800	480	320	280	140	>900	900	700	400
500	300	240	180	100	60	600	440	280	120
300	200	140	80	—	—	300	240	140	40
80	—	60	40	—	—	140	80	40	—
700	400	280	200	140	80	700	500	340	200
100	—	80	60	—	—	200	120	60	—
—	—	—	—	—	—	40	—	—	—
240	100	180	100	—	—	440	260	—	—
—	—	40	—	—	—	80	—	—	—
200	100	100	80	—	—	260	200	100	—
—	—	—	—	—	—	40	—	—	—
—	—	40	—	—	—	100	40	—	—

**Предельные расстояния для выбора рукавных
Рабочие линии из непрорезиненных рукавов диаметром 51 мм,**

Схема рукавных линий	Диаметр насадков в мм	Магистраль из прорезиненных рукав					
		66 мм				77	
		высота подъема стволов в м				высота ство	
		0	10	20	30	0	10
	13	>900	>900	900	600	>900	>900
	16	760	700	400	240	>900	>900
	19	560	440	280	200	>900	900
	22	360	260	160	80	760	600
	25	180	120	80	—	400	300
	13	>900	>900	900	600	>900	>900
	16	700	400	240	—	>900	>900
	19	280	200	40	—	700	400
	22	120	40	—	—	300	100
	13	440	320	160	100	>900	560
	16	100	40	—	—	160	40
	13	160	100	—	—	400	100
	13	140	80	—	—	300	160

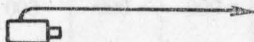
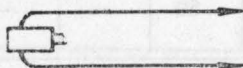
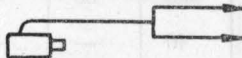
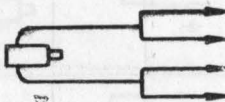
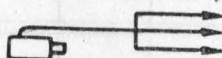
схем при подаче воды автотасосом ПМГ-1 (ГАЗ-АА)
длинной до 60 м, компактная часть струй 16—17 м

вов диаметром		Магистраль из непрорезиненных рукавов диаметром							
мм		66 мм				77 мм			
подъема лов в м		высота подъема стволов в м				высота подъема стволов в м			
20	30	0	10	20	30	0	10	20	30

ных линий в м

>900	>900	>900	760	500	240	>900	>900	>900	600
800	500	400	320	200	80	>900	800	600	260
700	400	260	200	140	80	700	500	400	200
400	200	180	100	80	40	360	180	80	—
200	60	80	40	—	—	200	80	—	—
>900	900	>900	760	500	240	>900	>900	>900	600
500	—	320	200	120	—	800	600	260	—
100	—	140	80	—	—	400	200	60	—
—	—	60	—	—	—	140	40	—	—
400	100	200	140	60	—	500	340	200	140
—	—	40	—	—	—	100	—	—	—
—	—	80	—	—	—	200	40	—	—
80	—	80	40	—	—	160	80	—	—

**Предельные расстояния для выбора рукавных
Рабочие линии из непрорезиненных рукавов диаметром 51 мм,**

Схемы рукавных линий	Диаметр насадков в мм	Магистраль из прорезиненных рука					
		66 мм				77	
		высота подъема стволов в м				высота ство	
		0	10	20	30	0	10
	13 16 19 22 25	>900 >900 700 520 320	>900 900 600 440 280	>900 760 540 380 220	>900 700 440 320 180	>900 >900 >900 >900 740	>900 >900 >900 >900 600
	13 16 19 22	>900 >900 800 (480)	>900 900 600 (400)	>900 760 520 (360)	>900 700 400 (260)	>900 900 900 (900)	>900 >900 >900 (900)
	13 16 19	740 280 80	600 220 60	460 160 —	340 100 —	>900 600 220	>900 440 140
	13	660	520	380	240	>900	>900
	13 16	320 (120)	260 (100)	180 (60)	140 —	760 (240)	600 (200)

Примечание. Длины рукавных линий, показанные в скобках, обес более 3,5 м.

Таблица 8

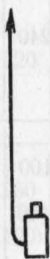


линий при подаче воды от мотопомпы М-1200
длинной до 60 м, компактная часть струй 16—17 м

Водяной диаметр		Магистраль из непрорезиненных рукавов диаметром							
мм		66 мм				77 мм			
подъема лов в м		высота подъема стволов в м				высота подъема стволов в м			
20	30	0	10	20	30	0	10	20	30
>900	>900	>900	>900	>900	760	>900	>900	>900	>900
>900	>900	640	520	420	320	>900	>900	>900	800
>900	>900	380	320	260	200	900	800	600	400
800	700	260	200	160	120	600	500	400	300
500	400	120	100	80	80	380	300	240	200
>900	>900	>900	>900	>900	760	>900	>900	>900	>900
>900	>900	640	320	420	320	>900	>900	900	800
>900	>900	360	300	240	180	900	760	600	280
(760)	(600)	(220)	(180)	(140)	(100)	(540)	(440)	(340)	(160)
900	560	340	260	200	140	800	700	500	340
300	160	120	100	80	—	300	240	160	100
60	—	40	—	—	—	120	80	40	—
900	600	300	240	180	100	740	600	440	260
460	300	120	100	80	60	360	300	240	140
(140)	(80)	(60)	(40)	—	—	(120)	(100)	(60)	(40)

печиваются подачей воды при геометрических высотах всасывания насоса не

Предельные расстояния для выбора рукавных схем при подаче воды от мотопомпы М-600

Рабочие линии из непрорезиненных рукавов диаметром 51 мм, длиной до 60 м, компактная часть струи 16—17 м

Схема рукавных линий	Диаметр насадков в мм	Магистраль из прорезиненных рукавов диаметром 66 мм				Магистраль из непрорезиненных рукавов диаметром 66 мм			
		высота подъема стволов в м				высота подъема стволов в м			
		0	10	20	30	0	10	20	30
	13	>900	>900	>900	500	900	620	360	200
	16	760	700	400	240	380	280	200	120
	19	520	400	240	140	240	180	100	60
	22	340	280	140	60	80	40	—	—
	25	(200)	(120)	(20)	—	(40)	—	—	—
	13	>900	>900	800	240	900	620	360	100
	16	320	100	—	—	120	40	—	—
	13	400	240	100	—	180	100	40	—

Длина магистралей в м

Максимальное количество пожарных автомобилей с насосами производительностью 25—30 л/сек (ПМЗ-9; ПМЗ-10, ПМЗ-17; ПМЗ-18), которые можно устанавливать на водопроводную линию в зависимости от диаметра труб и давления в сети (до пожара)

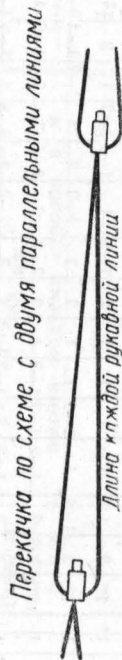
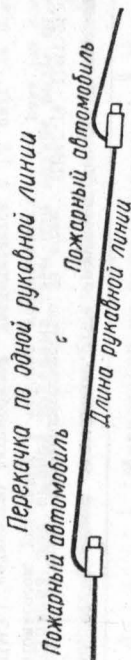
Свободный напор на уровне земли в атм (до пожара)	100 м.м						125 м.м						150 м.м						200 м.м						250 м.м					
	Двухстороннее питание длиной в м			Двухстороннее питание одним направлением			Двухстороннее питание длиной в м			Двухстороннее питание одним направлением			Двухстороннее питание длиной в м			Двухстороннее питание одним направлением			Двухстороннее питание длиной в м			Двухстороннее питание одним направлением			Двухстороннее питание длиной в м			Двухстороннее питание одним направлением		
	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	Тупиковая линия длиной в м	
1	250	500	1000	250	500	1000	250	500	1000	250	500	1000	250	500	1000	250	500	1000	250	500	1000	250	500	1000	250	500	1000	250	500	1000
2	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1
3	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1
4	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1
6	1*	1*	2	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2

Количество установленных автомобилей

1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*
2	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*
3	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*
4	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*	1	1*	1*
6	1*	1*	2	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2	1	1-2

- Примечания: 1. Цифрой 1 со звездочкой указывается, что производительность насоса не должна превышать 15—18 л/сек.
2. Для пожарных автомобилей с насосами производительностью 20 л/сек (ПМГ-19, ПМГ-21, ПМГ-36) для пожарных автомобилей ПМГ-6 и ПМГ-12 количество насосов, указанное в таблице, увеличивается в 1,4 раза (за исключением отмеченных звездочкой).
- Для пожарных автомобилей ПМЗ-1 количество автомобилей увеличивается в 1,8 раза, за исключением случаев, когда в таблице указан один пожарный автомобиль.
- Для пожарных автомобилей ПМГ-1 количество автомобилей увеличивается в 2 раза, за исключением отмеченных звездочкой.
3. Началом питания линии диаметром от 100 до 150 мм считается присоединение ее к линии диаметром 200—250 мм, для линий диаметром 200 и 250 мм — присоединение к линии диаметром, большем на одну градацию (например, для 250 мм — 300 мм).

Таблица для определения количества рукавов между пожарными автомобилями при перекачке по схемам



При перекачке по двум параллельным рукавным линиям длина каждой рукавной линии может быть увеличена в 4 раза

Начальный напор в вод. ст.	Расход воды		Прорезиненные рукава		Непрорезиненные рукава		Прорезиненные рукава диаметр в мм	Непрорезиненные рукава диаметр в мм	Прорезиненные рукава диаметр в мм	Непрорезиненные рукава диаметр в мм	Длина рукавов в м	Марки пожарных автомобилей (мотопомп)
	в л/сек	в л/мин	66	77	66	77						
	10	600	460	1000	200	540	—	—	—	—	—	—
	15	900	200	460	80	240	—	—	—	—	—	—
	20	1200	120	260	40	120	1000	—	—	—	—	—
												ММ-1200
												ПМГ-1 (ТАЗ-АА)
												ПМЗ-1 (ЗИС-11)
												ПМГ-19, 21, 36, ПМГ-12
												Автоцистерна МАЗ-200
												ПМЗМ-1, 2, 3
												ПМЗ-17, ПМЗ-18
												ПМЗ-9, ПМЗ-10

Длина рукавов в м

10	600	460	1000	200	540	—	—	—	—	—	—	—
15	900	200	460	80	240	—	—	—	—	—	—	—
20	1200	120	260	40	120	1000	—	—	—	—	—	—

	x	x	x	x					
	x	x	x	●					
	x	x							
	●								
	—	5000	3700	2800	2200	1700	1400	1200	
	660	460	340	260	200	160	140	100	
	80	60	40	—	—	—	—	—	
	—	—	—	—	—	—	—	—	
	160	120	80	60	40	—	—	—	
	80	40	—	—	—	—	—	—	
	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600	
	25	30	35	40	45	50	55	60	

90

x	x	●	●						
x									
x	x								
x	x	x	●						
x	x	x	x	x	●	x	●	x	x
x	x	x	x	x	●	●	●		
x	x	x	x	x	●				
x	x	x	●						
—	—	—	5400	3700	2800	2100	1600	1300	
—	—	800	500	340	240	200	140	120	
400	180	100	60	40	—	—	—	—	
160	60	40	—	—	—	—	—	—	
800	360	200	120	80	60	—	—	—	
360	160	80	60	40	—	—	—	—	
600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	
10	15	20	25	30	35	40	45	50	

70

Начальный напор в м вод. ст.	Расход воды		Прорези- ненные рукава		Непроре- зинные рукава		Прорезиненные рукава диаметр 89 мм	Непрорезиненные рукава диаметром 150 мм	Марки пожарных автомобилей (мотопомп)							
	в л/сек	в л/мин	66	77 в мм	66	77 в мм			ПМЗ-9, ПМЗ-10	ПМЗ-17, ПМЗ-18	ПМЗМ-1, 2, 3	Автоцистерна МАЗ-200	ПМТ-19, 21, 36, ПМТ-6, ПМТ-12	ПМЗ-1 (ЗИС-11)	ПМТ-1 (ГАЗ-АА)	ММ-1200
50	55	3300	—	—	—	—	—	1000	—	—	—	—	—	—	—	
	60	3600	—	—	—	—	—	900	—	—	—	—	—	—	—	
	10	600	240	540	100	260	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	15	900	100	240	40	120	900	5600	—	—	—	—	—	—	—	
	20	1200	60	120	—	60	500	—	—	—	—	—	—	—	—	
	25	1500	—	80	—	40	300	3600	—	—	—	—	—	—	—	
	30	1800	—	60	—	—	220	2500	—	—	—	—	—	—	—	
	35	2100	—	40	—	—	160	1800	—	—	—	—	—	—	—	
	40	2400	—	—	—	—	120	1400	—	—	—	—	—	—	—	
	45	2700	—	—	—	—	100	1100	—	—	—	—	—	—	—	
50	3000	—	—	—	—	—	860	—	—	—	—	—	—	—		
55	3300	—	—	—	—	—	700	—	—	—	—	—	—	—		
60	3600	—	—	—	—	—	600	—	—	—	—	—	—	—		

Примечания: 1. В графах «Марки пожарных автомобилей» черным кружком обозначены случаи, когда подача воды обеспечивается при геометрических высотах всасывания не более 1,5—2,0 м.

2. Для автоцистерны МАЗ-200 с насосом ПН-45 использована характеристика $Q-H$ при геометрической высоте всасывания насоса до 2 м.

Длины рукавных линий для подачи воды к лафетным стволам при различных схемах прокладки рукавных линий и различных напорах у пожарных автомобилей

Напор у насадка лафетного ствола 50 м вод. ст. (5 атм)

1 Напор у автососов в м вод. ст.	2 Диаметр срыска насадка лафетного ствола в мм	Лафетный ствол						Расход воды		Марки пожарных автомобилей					
		Прорези- ненные ру- кава диа- метром			Прорези- ненные ру- кава диа- метром			в л/сек	в л/мин	ПМЗ-17, ПМЗ-18	ПМЗ-9, ПМЗ-10	ПМЗМ-1, 2, 3	Автомобильная МАЗ-200	ПМТ-6, 12, 19, 21, 36	ПМЗ-1 (ЗИС-11)
		66 мм	77 мм	66 мм	77 мм	66 мм	77 мм								
100	28	320	720	140	360	>800	>800	560	>800	19,0	1100	1	1	1	—
	32	180	420	80	200	740	>800	320	800	25,0	1500	1	1	2	—
	38	80	200	40	100	360	800	160	420	35,0	2100	2	1	2	—
	50	20	60	—	40	100	260	60	120	61,4	3700	2	2	—	—
253	28	240	560	100	280	>800	>800	460	>800	19,0	1100	1	1	1	—

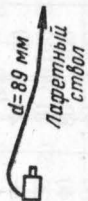

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
90	32	140	320	60	160	600	>800	260	680	25,0	1500	1	1	1	1	2	—
	38	80	160	40	80	300	680	120	340	35,0	2100	2	2	1	1	2	—
	50	20	60	—	20	80	200	40	100	61,4	3700	2	—	2	2	—	—
80	28	180	420	80	220	780	>800	340	>800	19,0	1100	1	1	1	1	1	2
	32	100	240	40	120	440	>800	180	500	25,0	1500	1	1	1	1	1	—
	38	60	120	20	60	220	500	100	240	35,0	2100	1	2	1	1	2	—
	50	20	40	—	20	60	160	40	80	61,4	3700	2	—	2	2	—	—
70	28	120	280	40	140	500	>800	220	580	19,0	1100	1	1	1	1	1	2
	32	80	160	20	80	280	660	120	340	25,0	1500	1	1	1	1	1	2
	38	40	60	—	40	140	320	60	160	35,0	2600	1	2	1	1	2	—
	50	—	20	—	—	40	100	20	40	61,4	3700	2	2	2	2	2	—
60	28	60	140	20	80	260	580	100	300	19,0	1100	1	1	1	1	1	1
	32	40	80	—	40	140	300	60	160	25,0	1500	1	1	1	1	1	2
	38	20	40	—	20	80	160	20	80	35,0	2100	1	1-2	1	1	1	2
	50	—	—	—	—	20	40	—	20	61,4	3700	2	2	1	1	2	—

Длины рукавных линий для подачи воды к лафетным стволам при различных схемах прокладки рукавных линий и различных напорах у пожарных автомобилей

Напор у насадка лафетного ствола 70 м вод. ст. (7 атм)

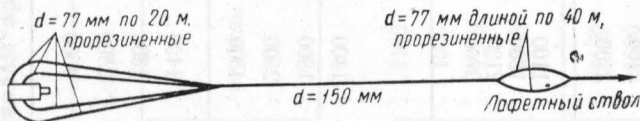
Напор у автососов в м вод. ст.	Диаметр насадка ла- фетного ствола в мм	Схема 1 и 2				Схема 3				Расход воды		ПМЗ-17, ПМЗ-19	ПМЗ-9, ПМЗ-10	ПМЗМ-1, 2, 3	Автоцистерна МАЗ-200	ПМТ-6, 12, 19, 21, 36
		Прорезинен- ные рукава диаметром		Непроре- зиненные рукава диаметром		Прорези- ненные рукава диаметром		Непроре- зиненные рукава диаметром		в л/сек	в л/мин					
		66 мм	77 мм	66 мм	77 мм	66 мм	77 мм	66 мм	77 мм							
100	28	120	280	60	140	500	800	220	580	23,0	1400	1	1	1	1	1-2
	32	80	160	40	80	300	680	120	340	30,0	1800	1	2	1	1	2
	38	40	80	20	40	160	340	60	180	42,0	2500	2	2	1	1	2
	50	—	20	—	20	60	120	20	60	72,6	4300	3	3	2	2	—
90	28	80	200	40	100	340	780	140	400	23,0	1400	1	1	1	1	1
	32	40	100	20	60	200	440	80	220	30,0	1800	1	1-2	1	1	2
	38	20	40	—	20	100	220	40	100	42,0	2500	2	2	1	1	2
	50	—	20	—	—	40	80	20	40	72,6	4300	3	3	2	2	—
80	28	40	100	20	40	160	380	80	200	23,0	1400	1	1	1	1	1
	32	20	60	—	20	100	220	40	100	30,0	1800	1	2	1	1	2
	38	—	20	—	—	60	120	20	60	42,0	2500	2	2	1	1	2
	50	—	—	—	—	20	40	—	20	72,6	4300	2	3	2	2	—

Длины рукавных линий диаметром 89 мм для подачи воды к лафетным стволам при различных напорах у пожарных автомобилей

Напор у автонасосов в м вод. ст.	Диаметр насадка (спрыска) лафетного ствола в мм	 Лафетный ствол Схема № 1	 Схема № 2 и 3	Расход воды		Требуется автонасосов ПМЗМ-1, 2, 3
				в л/сек	в л/мин	
длина рукавной линии в м						
Для напора у насадка 50 м вод. ст.						
100	28	600	> 800	19	1100	1
	32	400	> 800	25	1500	1
	38	200	800	35	2100	1
	50	—	260	61	3700	2
90	28	500	> 800	19	1100	1
	32	300	> 800	25	1500	1
	38	140	600	35	2100	1
	50	—	200	61	3700	2

80	28	300	> 800	19	1100	1
	32	200	800	25	1500	1
	38	100	400	35	2100	1
	50	—	140	61	3700	2
70	28	200	> 800	19	1100	1
	32	100	500	25	1500	1
	38	—	280	35	2100	1
	50	—	80	61	3700	2
Для напора у насадка 70 м вод. ст.						
100	28	240	> 800	23	1400	1
	32	160	600	30	1800	1
	38	80	300	42	2500	1
	50	—	100	72,6	4300	2
90	28	140	600	23	1400	1
	32	100	340	30	1800	1
	38	40	180	42	2500	1
	50	—	60	72,6	4300	2
80	28	40	200	23	1400	1
	32	—	100	30	1800	1
	38	—	60	42	2500	1
	50	—	20	72,6	4300	2

Длины рукавных линий диаметром 150 мм для подачи воды к лафетным стволам при различных напорах у пожарных стволов



Напор у насоса в м вод. ст.	Диаметр насадков в мм	Длина магистрали диаметром 150 мм в м	Расход воды	
			в л/сек	в л/мин
Для напора у насадка 50 м вод. ст.				
100	28	Более 4000	19	1100
	32	3700	25	1500
	38	1800	35	2100
	50	420	61	3700
90	28	Более 4000	19	1100
	32	3000	25	1500
	38	1400	35	2100
	50	300	61	3700
80	28	3600	19	1100
	32	2000	25	1500
	38	900	35	2100
	50	200	61	3700
70	28	2100	19	1100
	32	1100	25	1500
	38	500	35	2100
Для напора у насадка 70 м вод. ст.				
100	28	2400	23	1400
	32	1200	30	1800
	38	500	42	2500
90	28	1300	23	1400
	32	700	30	1800
	38	200	42	2500

ЛИТЕРАТУРА

1. Латышенков А. М. и Лобачев В. Г. Гидравлика. Государственное издательство строительной литературы, 1945 г.
2. Проф. Евреинов В. Н. Гидравлика. Ленгортрансиздат, 1938 г.
3. Григорьев Н. Л. Гидравлика. Речиздат, 1940 г.
4. Проф. Лобачев В. Г. Расчет противопожарных водопроводов и подачи воды к месту пожара. Госстройиздат, 1939 г.
5. Проф. Лобачев В. Г. Таблицы и номограммы для расчета подачи воды к месту пожара. Издательство МКХ РСФСР, 1947 г.
6. Тарасов-Агалаков Н. А. Гидравлика рукавов. Научно-технический сборник № 3 (5) ЦНИИПО. Издательство Наркомхоза РСФСР, 1941 г.
7. Цлаф Л. Я. и Зотикова А. Н. Стационарные водораспылители. Научно-технический бюллетень ЦНИИПО № 1 (3). Издательство Наркомхоза РСФСР, 1940 г.
8. Тарасов-Агалаков Н. А. Таблицы для определения требуемого напора на автонасосе. Издание ГУПО НКВД СССР, 1942 г.
9. Тарасов-Агалаков Н. А. Ориентировочная таблица максимального количества автонасосов, которое можно устанавливать на водопроводную линию в зависимости от диаметра труб и давления в сети (до пожара). Издание ГУПО НКВД СССР, 1942 г.
10. Инж. Берловский В. М., инж. Богомолов и др. Насосы и насосные станции. ОНТИ, 1938 г.
11. Проф. Есьман И. Г. Насосы, ГОНТИ, 1939 г.
12. Проф. Сви́дерский П. А. Насосы для рыбной и консервной промышленности. Пищепромиздат, 1943 г.
13. Проф. Лаговский А. А. Насосы и насосные станции водопроводов и канализаций. Госстройиздат, 1933 г.
14. Проф. Су́рин А. А. Гидравлический удар в водопроводах и борьба с ним. Трансжелдориздат, 1946 г.
15. Доц., канд. техн. наук Турк В. И. Насосы и насосные станции. Государственное издательство литературы по строительству и архитектуре. Москва, 1953 г.
16. Шевелев Ф. А. Исследование основных гидравлических закономерностей турбулентного движения в трубах. ВОДГЕО. Государственное издательство по строительству и архитектуре. Москва, 1953 г.
17. Тольцман В. Ф., Шевелев Ф. А. Гидравлическое сопротивление резиновых рукавов. Сборник «Исследования по гидравлике трубопроводов». Государственное издательство по строительству и архитектуре, 1952 г.
18. Проф. Лобачев В. Г. Противопожарное водоснабжение. Издательство МКХ РСФСР, Москва, 1950 г.
19. Пиголев С. В., Сухоруков Ф. В. Пожарно-техническое вооружение. Издательство МКХ РСФСР, 1956 г.
20. Fire protection year book, 1958, London.
21. Crosby — Fiske — Forster. Handbook of fire protection. Boston, U. S. A. 1954.
22. Тарасов-Агалаков Н. А. Практическая гидравлика в пожарном деле. Издательство МКХ РСФСР, 1950 г.

Буквенные обозначения, принятые в книге

Единицы измерения	Буквенные обозначения	Единицы измерения	Буквенные обозначения
Вес	G	Коэффициент расхода . .	μ
Объемный вес	γ	Коэффициент сжатия . . .	ε
Удельный вес	δ	Коэффициент скорости . .	φ
Плотность	ρ	Коэффициент сопротивле-	
Время	t	ния	ζ
Вязкость в градусах Эн-		Коэффициент Шези . . .	C
лера	$^{\circ}E$	Коэффициент шерохова-	
Высота	H, h	тости	n
Величина вакуума	h_g	Коэффициент быстроход-	
Гидравлический радиус . .	R	ности насоса	n_s
Глубина	h	Масса	m
Геометрическая высота . .	z	Модуль упругости	E
Гидравлический уклон . .	i	Мощность	N
Гидростатическое давле-		Напор	H, h
ние	p	Напряжение	σ
Давление суммарное . . .	P	Объем	W
Диаметр	d, D	Периметр (смоченный) . .	χ
Длина	l, L	Проводимость	p
Допускаемое напряжение	K_z	Площадь	ω
Коэффициент вязкости		Радиус	r, R
(абсолютный)	μ	Расход (весовой)	G
Коэффициент вязкости ки-		Расход (объемный)	Q, q
нематический	ν	Радиус действия компакт-	
Коэффициент трения . . .	λ	ной части струи	R_K
Коэффициент полезного		Температура	t°
действия	η	Толщина стенки	δ
Радиус действия сплош-		Углы	α, β, γ
ной части струи	R_c	Ускорение силы тяжести	g
Реактивная сила струи . .	F	Характеристика расход-	
Сила внутреннего трения		ная	K
жидкости	T	Число Рейнольдса	Re
Сила трения (удельная) .	τ	Шероховатость абсолют-	
Скорость распростране-		ная	Δ
ния ударной волны . . .	a	Ширина	b, B
Скорость течения жид-			
кости	v		

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава I. Определение гидравлики	5
Основные физические свойства жидкостей	5
Глава II. Основные положения гидростатики	9
1. Давление жидкости	9
2. Измерение давлений	14
3. Вакуум и его измерение	17
4. Давление жидкости на плоскую вертикальную стенку	18
5. Давление жидкости на плоскую наклонную стенку	19
6. Расчет труб и рукавов на прочность	21
7. Плавание тел. Закон Архимеда	24
Глава III. Краткие сведения по гидродинамике	28
1. Основные понятия	28
2. Уравнение Бернулли	31
3. Примеры применения уравнения Бернулли	39
Глава IV. Движение жидкости по трубам	43
1. Вывод уравнения равномерного движения	43
2. Общие задачи гидравлического расчета трубопроводов	50
3. Потери напора по длине трубопровода	50
4. Коэффициент сопротивления трения λ	53
5. Таблицы для расчета водопроводных труб	55
6. Примеры пользования таблицами 11, 12, 13, 14 и 15 для расчета трубопроводов	57
7. Потери напора на местные сопротивления	62
8. Краткие сведения по выбору диаметров водопроводных труб	74
9. Краткие сведения о гидравлическом ударе	75
Глава V. Потери напора в пожарных рукавах	79
1. Потери напора в пожарных (выкидных) рукавах	79
2. Примеры по определению потерь напора в рукавах	80
3. Некоторые правила для приближенного устного подсчета потерь напора в рукавах	81
4. Причины, влияющие на потери напора в рукавах	82
5. Потери напора во всасывающих рукавах	84
Глава VI. Истечение жидкости из насадков (спрысков)	87
Глава VII. Пожарные водяные струи	92
1. Сплошные водяные струи	92
2. Формулы и таблицы для расчета сплошной струи и ее компактной части	100

3. Низший предел рабочих пожарных струй	108
4. Реакция струй	109
5. Примеры по расчету сплошных водяных струй и их компактной части	114
6. Распыленные водяные струи	118
Глава VIII. Расчет рукавных систем	128
1. Общие задачи расчета рукавных систем	128
2. Последовательное и параллельное соединение элементов рукавных систем	129
3. Примеры расчета рукавных систем	134
Глава IX. Насосы	141
1. Насосы, применяемые в пожарном деле	141
2. Некоторые сведения о центробежных насосах	143
3. Классификация центробежных насосов	150
4. Основные величины, характеризующие работу центробежных насосов	154
5. Характеристика центробежного насоса при постоянном числе оборотов	160
6. Характеристика центробежного насоса при переменном числе оборотов	162
7. Изменение характеристики центробежного насоса при обточке колес	164
8. Особенности работы центробежного насоса, приводимого в движение от двигателя внутреннего сгорания	165
9. Характеристика $Q-H$ автонасосов ПМЗ-1 (ЗИС-11) и ПМГ-1 (ГАЗ-АА) при продолжительной работе	167
10. Характеристики пожарных автомобилей и мотопомп	170
Глава X. Совместная работа центробежных насосов и систем трубопроводов или рукавных линий	177
1. Графическое и аналитическое решение задачи совместной работы трубопровода и насоса	177
2. Расчет совместной работы пожарных насосов и рукавных линий при помощи таблиц	180
3. Работа автонасосов от водоемов и от водопроводной сети	186
4. Перекачка воды автонасосами	189
5. Параллельная работа насосов	193
Глава XI. Испытания автонасосов, мотопомп и водопроводной сети	201
1. Общие замечания	201
2. Способы измерений напоров и расходов воды	201
3. Измерение расходов воды по напору в начале рукавной линии при сменных (различного диаметра) насадках	207
4. Испытание насосов на пожарных автомобилях	211
5. Испытания водопроводной сети на водоотдачу	216
Приложения	217
Литература	259

Николай Александрович Тарасов-Агалаков
Практическая гидравлика в пожарном деле

Редактор канд. техн. наук *О. М. Курбатский*
Редактор издательства *Р. А. Аврущенко*
Переплет художника *В. И. Щербакова*

Техн. редактор *А. А. Лелюхин*

Корректор *О. А. Жималова*

Сдано в набор 2/VI 1959 г.

Подписано к печати 12/XII 1959 г.

Формат бум. 60 × 92¹/₁₆

Печ. л. 16,50

Уч.-изд. л. 16,95

Л150512 Изд. № 885

Тираж 10 000

Цена 9 р. 50 к.

Заказ 2003

Типография изд-ва Министерства коммунального хозяйства РСФСР,
г. Перово, ул. Плющева, 22.

О П Е Ч А Т К И

Страница	Строка	Напечатано	Следует читать
6	8 сверху	102,8 кг сек/м ⁴	102,8 кг сек ² /м ⁴
6	12 сверху	до 200 кг/см ²	до 2000 кг/см ²
22	формула 12	$\sigma = \frac{pD}{2K_z}$	$\delta = \frac{pD}{2K_z}$
27	8 снизу	$D' = 0,02 \text{ дм}$	$D' = 0,92 \text{ дм}$
54	формула 66	$\lambda = 0,0032 \cdot \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}}$	$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}}$
54	формула 67	$\lambda_{z,l} = \frac{l \frac{1}{V^{\lambda_{z,l}}}}{\text{Re}}$	$\lambda_{z,l} = \frac{l^{\frac{1}{V^{\lambda_{z,l}}}}}{\text{Re}}$
65	Табл. 17, формула для внезап- ного суже- ния	$h = \zeta \frac{v_2^2}{2g}$	$h = \zeta \frac{v_1^2}{2g}$
80	Табл. 25, 2-я графа, 1 снизу	0,12	0,012
83	5 сверху	40 атм	40 м вод. ст.
83	28 сверху и 16 снизу	40 000	400 000
135	5 снизу	под	над
152	формула 119	h	n
157	8 снизу	табл. 48	табл. 49
166	16 сверху	$n \approx 700 \text{ об/мин.}$	$n \approx 1700 \text{ об/мин.}$
174	3 снизу	табл. 52	табл. 53
193	1 сверху	приложения 2	приложения 8
193	2 снизу	табл. 52	табл. 53
238	3 колонка табл. 4, при- лож. 8, для разветвле- ния на 3 насадка	600	100