

### ГЛАВА III. ДВИЖЕНИЕ ВОДЫ ПО ТРУБАМ И ПОЖАРНЫМ РУКАВАМ

#### § 14. Виды гидравлических сопротивлений

Решение многих практических задач гидравлики сводится к определению потерь напора при движении перекачиваемой по трубопроводам жидкости. Потери напора движущегося потока вызываются сопротивлениями двух видов:

сопротивлениями по длине, обусловленными трением жидкости о стенки трубы и слоев жидкости друг о друга;

местными сопротивлениями, обусловленными изменением скорости потока по величине и направлению.

Общую величину потерь напора  $h$  для участка трубопровода, заключенного между двумя сечениями, определяем, используя уравнение Бернулли:

$$h = z_1 - z_2 + (p_1 - p_2)/\rho g + (v_1^2 - v_2^2)/2g.$$

Следовательно, для определения  $h$  достаточно измерить разности геометрических отметок  $z_1 - z_2$ , показаний пьезометров  $(p_1 - p_2)/\rho g$  и скоростных напоров  $(v_1^2 - v_2^2)/2g$  в указанных сечениях потока. При равномерном движении в горизонтальной трубе ( $z = \text{const}$ ,  $v = \text{const}$ ) потери напора определяют по формуле

$$h = (p_1 - p_2)/\rho g = \Delta p/\rho g,$$

т. е. потери напора находят по разности показаний пьезометров в сечениях трубопровода.

#### § 15. Потери напора по длине трубопровода

При установившемся движении жидкости потери напора зависят от физических свойств жидкости, скорости течения, размеров трубопровода и шероховатости стенок трубы. Эта зависимость может быть выражена

формулой Дарси-Вейсбаха, позволяющей рассчитать потери напора по длине и применимой как при ламинарном, так и при турбулентном режиме:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (21)$$

где  $h_l$  — потери напора по длине трубопровода;  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения;  $l$ ,  $d$  — длина и внутренний диаметр трубы;  $v$  — средняя скорость течения;  $g$  — ускорение силы тяжести.

Из формулы (21) следует, что потери напора на трение по длине прямо пропорциональны, т. е. возрастают с увеличением скорости течения и длины трубопровода и обратно пропорциональны диаметру трубы. Коэффициент гидравлического трения в формуле Дарси-Вейсбаха в общем случае определяется величиной двух безразмерных параметров, представляющих собой число  $Re$  и относительную шероховатость  $\Delta/d$ .

Установлено, что при ламинарном режиме коэффициент  $\lambda$  зависит только от числа  $Re$  и может быть определен по формуле Пуазейля-Стокса, получаемой теоретическим путем и хорошо согласующейся с опытными данными:

$$\lambda = 64/Re. \quad (22)$$

При турбулентном режиме коэффициент гидравлического трения рассчитывают по эмпирическим формулам, учитывающим в той или иной степени влияние шероховатости труб. Шероховатость характеризуется величиной и формой различных выступов и неровностей, имеющихся на поверхности стенок, и зависит от материала стенок трубы, способа изготовления и чистоты обработки поверхности. В качестве основной характеристики шероховатости служит так называемая абсолютная шероховатость  $\Delta$ , представляющая собой средний размер указанных выступов, измеренных в единицах длины.

Если размер выступов шероховатости будет меньше толщины ламинарного подслоя, турбулентное ядро потока будет соприкасаться не с выступами шероховатости, а с ламинарным подслоем жидкости, скользя по его поверхности как по гладкой трубе. В этом случае труба называется гидравлически гладкой, и коэффициент гидравлического трения будет зависеть только от числа Рейнольдса.

В области гидравлически гладких труб при  $Re\Delta/d < 10$  можно использовать формулу Блазиуса:

$$\lambda = 0,3164/Re^{0,25}. \quad (23)$$

Если же толщина ламинарного подслоя меньше величины выступов шероховатости, то неровности поверхности стенок будут выступать в турбулентное ядро потока, увеличивать беспорядочность движения и существенно образом влиять на потери энергии. Такие трубы называются гидравлически шероховатыми.

Для гидравлически шероховатых труб коэффициент  $\lambda$  зависит как от числа  $Re$ , так и от шероховатости внутренней поверхности трубы и может быть определен по формуле А. Д. Альбшула:

$$\lambda = 0,11 (68/Re + \Delta/d)^{0,25}. \quad (24)$$

В этой формуле фигурирует не абсолютный размер  $\Delta$  выступов шероховатости, а отношение этого размера к диаметру трубы, т. е. так называемая относительная шероховатость  $\Delta/d$ , так как одна и та же абсолютная шероховатость может совершенно не сказаться на сопротивлении трубы большого диаметра, но способна значительно увеличить сопротивление трубы малого диаметра.

При развитой турбулизации потока и больших значениях  $Re$  и  $\Delta/d$  коэффициент  $\lambda$  перестает зависеть от  $Re$  и становится постоянным для данной относительной шероховатости.

В области с развитой турбулентностью потока при  $Re\Delta/d > 100$  для определения  $\lambda$  справедлива формула Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 (\Delta/d)^{0,25}. \quad (25)$$

Для водопроводных сетей из стальных и чугунных труб, бывших в эксплуатации, при скорости движения воды  $v \geq 1,2$  м/с коэффициент  $\lambda$  можно определять по формуле Ф. А. Шевелева:

$$\lambda = 0,021/d^{0,3}, \quad (26)$$

где  $d$  — диаметр трубы, м.

Следует отметить, что понятие гидравлически гладкая труба является условным. Поскольку толщина ламинарного подслоя непостоянна и уменьшается с увеличением числа  $Re$ , одна и та же внутренняя по-

Таблица 3. Значения абсолютной шероховатости  $\Delta$  для труб

Материал и вид труб	Состояние труб	$\Delta$ , мм
Стальные бесшовные	Новые и чистые, тщательно уложенные После нескольких лет эксплуатации	0,015 0,022
Стальные сварные	Новые и чистые Умеренно заржавевшие Старые заржавевшие С большими отложениями	0,06 0,5 1,0 3,0
Оцинкованные: стальные чугунные	Новые и чистые После нескольких лет эксплуатации Новые асфальтированные Новые без покрытия Бывшие в употреблении Очень старые	0,15 0,5 0,08 0,3 1,0 3,0
Асбестоцементные	Новые	0,075
Бетонные	Новые из предварительно напряженного бетона Новые центробежные Бывшие в употреблении Из необработанного бетона	0,03 0,2 0,5 2,0

верхность трубы может вести себя по-разному: в одном случае как гладкая, в другом — как шероховатая.

Ориентировочные значения абсолютной шероховатости  $\Delta$  в зависимости от материала труб и их состояния приведены в табл. 3.

Условия эксплуатации водопроводных сетей при пропуске пожарных расходов в большинстве случаев соответствуют турбулентному течению воды в гидравлически шероховатых трубах, при котором коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  является постоянной величиной и может определяться заранее с учетом вида материала и состояния труб. Это обстоятельство позволяет значительно упростить формулу Дарси-Вейсбаха (21).

Выразим в формуле (21) среднюю скорость через расход, исходя из условия неразрывности потока:

$$v = Q/\omega.$$

Тогда потери можно выразить уравнением:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{Q^2}{\omega^2 2g} = \frac{8\lambda}{\pi^2 g d^5} l Q^2.$$

Обозначая  $A = 8\lambda/\pi^2 g d^5$ , получим

$$h_l = A l Q^2. \quad (27)$$

Величину  $A$  в формуле (27) называют **удельным сопротивлением**, оно определяет потери напора, приходящиеся на 1 м трубопровода при единичном расходе и имеет размерность  $\text{с}^2/\text{м}^6$ . Значения удельного сопротивления для стальных и чугунных труб приведены в табл. 4.

Сопротивление по всей длине  $l$  трубопровода составит

$$S = A l. \quad (28)$$

Тогда формула для определения потерь напора по длине примет вид:

$$h_l = S Q^2. \quad (29)$$

В табл. 4 значения  $A$  даны при сопротивлениях с постоянным значением  $\lambda$ , которые, как указывалось выше, наблюдаются при скорости движения воды  $v \geq 1,2 \text{ м/с}$ .

Таблица 4. Значения удельных сопротивлений ( $A$ ) для труб различных диаметров

$d$ , мм	Стальные трубы	Чугунные трубы
	$A$ (для $Q$ , м <sup>3</sup> /с)	$A$ (для $Q$ , м <sup>3</sup> /с)
20	1643000	—
25	436700	—
32	93860	—
40	44530	—
50	11080	13360
70	2893	—
80	1168	1044
100	267	339,1
125	86,2	103,5
150	33,9	39,54
175	20,79	—
200	6,959	8,608
250	2,187	2,638
300	0,8466	0,9863
350	0,3731	0,4368
400	0,1859	0,2191
450	0,09928	0,1187
500	0,05784	0,06782
600	0,02262	0,02596
700	0,01098	0,01154

При  $v < 1,2$  м/с в формулы (27) и (28) необходимо ввести поправочный коэффициент  $K_n$ , величина которого зависит от средней скорости движения воды в трубе (табл. 5)

$$h_l = K_n A l Q^2 = K_n S O^2. \quad (30)$$

Таблица 5. Значения поправочного коэффициента

$v$ , м/с	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2
$K_n$	1,41	1,28	1,20	1,15	1,11	1,09	1,06	1,04	1,03	1,0

## § 16. Потери напора в местных сопротивлениях

Местные потери напора зависят от скорости движения жидкости, геометрических размеров и формы местных сопротивлений и определяются по формуле Вейсбаха:

$$h_m = \zeta v^2 / 2g, \quad (31)$$

где  $\zeta$  — коэффициент местного сопротивления, отнесенный к скоростному напору за местным сопротивлением.

Иногда коэффициент местного сопротивления выражают через эквивалентную длину трубопровода  $l_3$ . Эквивалентной длиной называют длину такого прямого участка трубопровода данного диаметра, путевые потери напора в котором при пропуске постоянного по объему расхода равны потерям напора от местных сопротивлений.

Приравнявая формулы (21) и (31), получим уравнение:

$$\lambda \frac{l_3}{d} \frac{v^2}{2g} = \zeta \frac{v^2}{2g},$$

откуда

$$\zeta = l_3 \lambda / d.$$

В водопроводных трубах потери напора в местных сопротивлениях (повороты, задвижки, краны, разветвления, изменение живого сечения и т. п.) составляют обычно 5—30% потерь напора на трение по всей длине трубопровода. На некоторых участках водопроводной сети, например во всасывающих линиях, местные потери напора могут быть больше линейных потерь.

Следует отметить, что при турбулентном режиме движения жидкости величина коэффициента местного сопротивления  $\zeta$  постоянна.

При ламинарном режиме движения на местные потери напора влияет не только характер сопротивления, но и вязкость жидкости. А. Д. Альтшуль предложил определять коэффициент местного сопротивления по следующей формуле, применяемой как при ламинарном, так и при турбулентном режиме:

$$\zeta = A / Re + \zeta_t,$$

где  $A$  — коэффициент, зависящий от вида местного сопротивления;  $\zeta_t$  — коэффициент местного сопротивления при турбулентном режиме.

Значения  $A$  и  $\zeta_t$  для некоторых сопротивлений приведены в табл. 6

В некоторых случаях потери напора в местных сопротивлениях  $h_m$  (в пожарных гидрантах, колонках, водомерах и др.) определяют по формуле

$$h_m = S Q^2, \quad (32)$$

Таблица 6. Значения коэффициентов местного сопротивления

Вид местного сопротивления	$\lambda$	$\zeta_T$
Прямой вход из резервуара в трубу	30	0,5
Плавный вход из резервуара в трубу	—	0,25
Выход из трубы в резервуар	30	1,0
Внезапное расширение, $\omega_2/\omega_1=1,1-2$	30	0,01—1,0
Внезапное сужение, $\omega_2/\omega_1=0,1-0,9$	—	0,45—0,05
Поворот трубопровода от 30 до 90°	130	0,2—1,1
Угольник:		
90°	400	1,4
135°	600	0,4
Обыкновенный вентиль	3000	6,0
Угловой вентиль	4000	0,8
Шаровой клапан	5000	45
Задвижка:		
полностью открытая, $n=1$	75	0,15
$n=0,75$	350	0,2
$n=0,5$	1300	2,0
$n=0,25$	3000	20
Диафрагма:		
$n=0,64$	70	1
$n=0,4$	120	7
$n=0,16$	500	70
Всасывающие клапаны насосов	—	5—6
Обратные клапаны	—	5,5—6,5
Кран проходной	—	2—4

аналогичной формуле (31), в которой средняя скорость  $v$  выражена через расход  $Q$ , а постоянная величина  $\zeta/2g\omega^2$  — через сопротивление  $S$ . Величины сопротивлений  $S$  водопроводной арматуры и приборов приведены в табл. 7.

## § 17. Потери напора в пожарных рукавах

В настоящее время промышленность выпускает напорные пожарные рукава из льняных и синтетических нитей в виде тканого чехла с герметизацией его полимерными материалами или резиной. Длина одного рукава 20 м, на концах его устанавливаются соединительные головки. В отличие от жестких трубопроводов при подаче воды в мягких рукавах происходит изменение их длины и площади поперечного сечения. Тонкая резиновая или латексная прокладка под напором воды вдавливается в ткань рукава, вследствие чего шероховатость внутренней поверхности несколько увеличивается. Кроме

Таблица 7. Значения сопротивлений водопроводной арматуры

Местное сопротивление	$S$ (при $Q$ , л/с)						
Гидрант и колонка ленинградского типа	$S_r = 0,0036$ ; $S_k = 0,0021$ $S_r = 0,0016$ ; $S_k = 0,0035$ $S_{r+k} = 0,0063$  0,0015 0,002						
Подземный гидрант и колонка московского типа							
Наземный гидрант и колонка московского типа							
Гидрант пожарный подземный (ГОСТ 8220—62*) при высоте гидранта:							
до 1,5 м							
более 1,5 м							
Водомеры крыльчатые	$d$ , мм	10	15	20	25	30	40
	$S$	36	14,4	5,18	2,64	1,3	0,32
	$d$ , мм	50	80	100	150	200	250
Водомеры турбинные	$S \cdot 10^4$	265	20,7	6,75	1,3	0,45	0,2



того, прямая рукавная линия в связи с удлинением рукавов принимает волнистую форму.

Таким образом, при подаче воды по рукавной линии, с одной стороны, уменьшаются потери напора вследствие увеличения диаметра, с другой — растут потери напора из-за удлинения рукавной линии, увеличения шероховатости и наличия местных сопротивлений. Выполненные исследования показали, что эти изменения в потерях напора уравниваются между собой, поэтому практически их можно не учитывать.

Потери напора в рукавных соединениях по отношению к потерям во всей линии невелики, поэтому их отдельно не учитывают, а относят к общим потерям.

Для упрощения расчетов рукавных систем экспериментально устанавливают величину сопротивления одного пожарного рукава длиной 20 м при рабочих напорах, используемых в практике пожаротушения.

Потери напора в пожарном рукаве определяют по формуле:

$$h = S_p Q^2. \quad (33)$$

Зная сопротивление одного пожарного рукава (табл. 8), потери напора в рукавной линии, составленной из последовательно соединенных одинаковых рукавов, определяют по формуле:

$$h = n S_p Q^2, \quad (34)$$

где  $h$  — потери напора, м;  $n$  — число рукавов в линии;  $S_p$  — сопротивление одного рукава длиной 20 м;  $Q$  — расход жидкости, л/с.

Таблица 8. Значения сопротивлений пожарных рукавов

d, мм	Рукава прорезиненные		Рукава непрорезиненные	
	$S_p$	$A_p$	$S_p$	$A_p$
51	0,13	0,0065	0,24	0,012
66	0,044	0,0017	0,077	0,00385
77	0,015	0,00075	0,030	0,0015
89	0,007	0,00035	—	—
110	0,0022	0,00011	—	—
150	0,0004	0,00002	—	—

Из сопоставления формул (27) и (34) видно, что

$$n S_p = A_p l.$$

Следовательно, потери напора в пожарных рукавах можно рассчитывать по формуле:

$$h = A_p l Q^2, \quad (35)$$

где  $A_p$  — удельное сопротивление пожарных рукавов, значения которого приведены в табл. 8.

## § 18. Гидравлический удар в трубах и пожарных рукавах

При быстром закрытии задвижки или при мгновенной остановке потока в напорных трубопроводах, например при остановке насоса, кинетическая энергия движения трансформируется в работу сил давления. Резкое повышение давления вызывает сжатие жидкости, сопровождающееся мгновенным увеличением ее объема и расширением трубопровода, — в результате происходит гидравлический удар. Величина добавочного давления внутри трубопровода бывает настолько велика, что вызывает разрыв его стенок. Таким образом, справедливо будет следующее определение данного явления:

гидравлический удар — это резкое увеличение давления в жидкости, возникающее в трубопроводе при мгновенном изменении скорости движения. Процесс характеризуется чередованием резких повышений и понижений давления, происходящих за достаточно малый промежуток времени. Явление гидравлического удара обусловлено инерцией массы жидкости, находящейся в трубопроводе, при изменении ее движения во времени. Этот вид неустановившегося движения жидкости часто встречается в практике эксплуатации насосных станций и противопожарных водопроводов, работающих в нестационарном режиме.

Например, при внезапной остановке насоса, имеющего привод от электродвигателя, поток воды в напорном трубопроводе сначала останавливается, а затем под действием гидростатического давления и силы тяжести меняет направление и устремляется к насосу, встречая на своем пути обратный клапан. При закрытии клапана произойдет гидравлический удар, который мгновенно повысит давление в трубопроводе. Около 70% всех возникающих на водоводах аварий, как показывает практика, происходят от гидравлических ударов при внезапной остановке насосов. В пожарных рукавах гидравлический удар может произойти при резком закрытии крана на

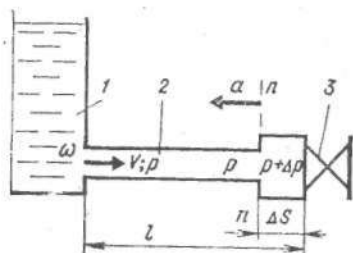


Рис. 21. Гидравлический удар в трубопроводе

1 — напорный резервуар; 2 — трубопровод; 3 — кран

с постоянной скоростью  $v$  при внезапном закрытии крана (рис. 21). Если бы жидкость была абсолютно несжимаема, а труба абсолютно жесткой, недеформируемой, то жидкость остановилась бы по всей трубе одновременно. В действительности же, вследствие некоторого сжатия жидкости и деформации стенок трубы, жидкость останавливается постепенно; сначала останавливается слой  $\Delta S$ , расположенный непосредственно у крана, затем следующий и т. д. Неостановившиеся же слои жидкости будут продолжать движение с первоначальной скоростью  $v$ . Скорость движения частиц жидкости непосредственно у крана будет погашена, а кинетическая энергия потока будет израсходована на сжатие жидкости и расширение стенок трубы. Вследствие сжатия жидкости давление в ней увеличится на величину  $\Delta p$ . Таким образом, непосредственно у крана (сечение  $n-n$ ) возникает ударная волна, направленная в сторону резервуара.

Полная остановка жидкости в трубе произойдет, когда ударная волна достигнет резервуара, в этот момент во всей трубе установится давление  $p + \Delta p$ . В следующий момент времени, вследствие разности давлений, жидкость начнет поступать из трубы в резервуар. Теперь сечение  $n-n$  перемещается в обратном направлении — к крану, оставляя позади себя давление  $p$  и скорость  $v$ , направленную в сторону резервуара.

Движение жидкости в трубе в сторону резервуара будет продолжаться и после того, как ударная волна достигнет крана. Слои жидкости, расположенные непосредственно у крана, будут стремиться оторваться от не-

пожарном стволе, при наезде автомобиля на рукавную линию, в результате «залома» рукава и т. п.

Впервые гидравлический удар в трубах был изучен Н. Е. Жуковским, который в 1898 г. дал теоретическое обоснование этого явления и предложил метод его расчета.

Рассмотрим явления, происходящие в жидкости, движущейся под давлением  $p$  с постоянной скоростью  $v$  при внезапном закрытии крана (рис. 21). Если бы жидкость была абсолютно несжимаема, а труба абсолютно жесткой, недеформируемой, то жидкость остановилась бы по всей трубе одновременно. В действительности же, вследствие некоторого сжатия жидкости и деформации стенок трубы, жидкость останавливается постепенно; сначала останавливается слой  $\Delta S$ , расположенный непосредственно у крана, затем следующий и т. д. Неостановившиеся же слои жидкости будут продолжать движение с первоначальной скоростью  $v$ . Скорость движения частиц жидкости непосредственно у крана будет погашена, а кинетическая энергия потока будет израсходована на сжатие жидкости и расширение стенок трубы. Вследствие сжатия жидкости давление в ней увеличится на величину  $\Delta p$ . Таким образом, непосредственно у крана (сечение  $n-n$ ) возникает ударная волна, направленная в сторону резервуара.

го, вследствие чего давление в них понижается на величину  $\Delta p$ , жидкость расширяется, а стенки трубы сжимаются. Непосредственно у крана возникает отрицательная ударная волна, которая распространяется от крана к резервуару, оставляя за собой давление  $p - \Delta p$  и скорость  $v = 0$ .

После понижения давления во всей трубе вновь начнется движение жидкости от резервуара к крану и так будет продолжаться до тех пор, пока колебания не затухнут вследствие потерь энергии на трение и деформацию стенок трубы.

Повышение давления  $\Delta p$  в остановившемся слое  $\Delta S$  при гидравлическом ударе можно определить, используя закон изменения количества движения, согласно которому приращение количества движения  $mv$  системы за некоторый промежуток времени  $\Delta t$  равно сумме проекций импульсов сил  $F\Delta t$  на направление движения. Пренебрегая силами трения и тяжести, согласно теореме об изменении количества движения, можно записать зависимость:

$$F \Delta t = mv - mv_s,$$

где  $F$  — сила давления жидкости в слое  $\Delta S$ ;  $\Delta t$  — время образования слоя  $\Delta S$ ;  $m$  — масса жидкости в остановившемся слое;  $v$  — первоначальная скорость движения жидкости в трубе;  $v_s$  — скорость в остановившемся слое, равная нулю.

Учитывая, что давление в трубопроводе равно  $p$ , а в остановившемся слое  $p + \Delta p$ , силу давления  $F$  на границе остановившегося слоя в сечении  $n-n$  можно рассчитать по формуле:

$$F = (p + \Delta p - p) \omega = \Delta p \omega,$$

где  $\omega$  — сечение трубопровода

Масса жидкости в остановившемся слое равна:

$$m = \rho \omega \Delta S.$$

Подставляя значения силы, массы и скорости ( $v_s = 0$ ) в исходное выражение, получим:  $\Delta p = \rho v \Delta S / \Delta t$ .

Отношение  $\Delta S / \Delta t$  представляет собой скорость распространения ударной волны и обозначается  $a$ .

Тогда формула для определения величины повышения давления при гидравлическом ударе примет вид:

$$\Delta p = \rho a v. \quad (36)$$

Разделив выражение (36) на  $\rho g$ , получим:

$$\Delta H = a v / g. \quad (37)$$

Из формулы (36) следует, что при гидравлическом ударе повышение давления зависит от начальной скорости движения жидкости в трубе, скорости распространения ударной волны и плотности жидкости.

Скорость распространения ударной волны  $a$  зависит от плотности жидкости, материала, диаметра и толщины стенок трубы, вычислить ее можно по формуле:

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + E_{\text{ж}} d / E_{\text{т}} \delta}},$$

где  $E_{\text{ж}}$  — модуль упругости жидкости;  $d$  — внутренний диаметр трубы;  $E_{\text{т}}$  — модуль упругости стенок трубы;  $\delta$  — толщина стенок трубы; 1425 — скорость распространения ударной волны в воде в неограниченном объеме, м/с.

Таким образом, с повышением эластичности материала, увеличением диаметра трубопровода и уменьшением толщины его стенок уменьшается скорость распространения ударной волны и, как следствие, наблюдается менее заметное повышение давления при гидравлическом ударе.

Для воды значение  $a$  можно приближенно принимать равным 1200 м/с — при стальных трубах, 1000 м/с — при чугунных трубах, 80 м/с — при новых льняных рукавах, 120 м/с — при льняных рукавах, бывших в употреблении, и 300 м/с — при прорезиненных рукавах.

Формула (36) справедлива для так называемого прямого гидравлического удара. Гидравлический удар называется прямым, если время закрытия крана  $t$  меньше фазы гидравлического удара  $t_{\text{ф}}$ , т. е. времени двойного пробега ударной волны вдоль трубопровода  $t < t_{\text{ф}} = 2l/a$ .

При  $t > t_{\text{ф}}$  возникает не прямой гидравлический удар, при котором ударная волна, отразившись от резервуара, возвращается к крану раньше, чем он будет полностью закрыт. При этом повышение давления будет меньше, чем при прямом ударе, и оно может быть найдено по формуле Н. З. Френкеля

$$\Delta p = \rho a v t_{\text{ф}} / t. \quad (38)$$

Из этой формулы следует, что чем медленнее закрывается кран, тем слабее проявляется гидравлический удар.

Для предохранения оборудования трубопроводов и рукавных линий от повреждения при возникновении

гидравлического удара принимаются различные меры эксплуатационного или конструкторского характера.

Наиболее эффективный метод снижения давления — это устранение возможности прямого гидравлического удара при увеличении времени закрытия или открытия запорной и регулирующей арматуры. Уменьшение скорости движения жидкости в трубопроводах, что при заданном расходе сводится к увеличению диаметра трубы, также позволяет снизить ударное давление. Для уменьшения разрушающего действия давления применяют предохранительные клапаны, которые открываются при определенном давлении. На водопроводных линиях могут устанавливаться воздушные колпаки (рис. 22), которые позволяют уменьшить давление за счет сжатия находящегося в колпаке воздуха.

Следует отметить, что блокировка открытия шиберов пожарной колонки гидранта московского типа также предупреждает возникновение гидравлического удара в водопроводной сети. Аналогичное назначение имеют мостики, устанавливаемые в местах возможного проезда автомобилей через рукавные линии, а также предохраняющие рукава от «заломов» в местах прокладки через стенки, заборы и другие преграды.

Явление гидравлического удара используется в устройстве специального водоподъемника, называемого гидравлическим тараном. Принцип работы гидравлического тарана, схема которого приведена на рис. 23, следующий. При заполнении установки, находящейся в нерабочем положении, водой ударный клапан 2 закрыт под действием напора воды в трубопроводе 1, а нагнетательный клапан 3 закрыт под действием собственного веса. Для пуска тарана в действие открывают ударный клапан 2, при этом вода, поступающая из водисточника по подводящему трубопроводу в рабочую камеру 4, начинает вытекать через приподнятый клапан наружу. Вытекающей водой клапан 2 поднимается, закрывая отверстие, вследствие чего в рабочей камере происходит гидравлический удар с резким повышением давления. При этом открывается нагнетательный клапан 3, и часть воды поступает в напорный воздушный колпак 4. Вслед за этим давление в трубе падает, вновь открывается ударный клапан и вода, приходя в движение, выливается опять



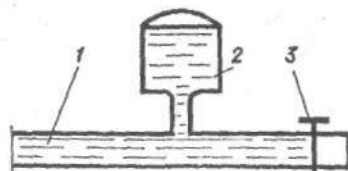


Рис. 22. Схема воздушного колпака  
1 — трубопровод; 2 — воздушно-водяной колпак; 3 — кран

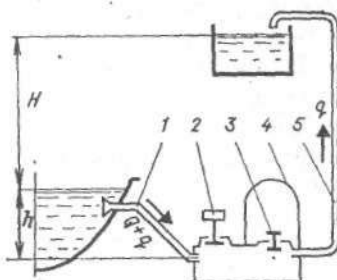
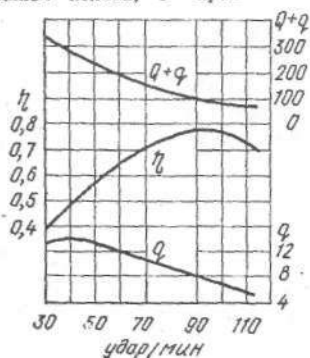


Рис. 23. Схема установки  
1 — питающая труба; 2 — ударный клапан; 3 — нагнетательный клапан; 4 — воздушный колпак; 5 — напорная труба

Рис. 24. Характеристика тарана ТГ-1

наружу. Затем весь процесс повторяется. По мере заполнения водой воздушного колпака давление в нем увеличивается вследствие уменьшения объема, занимаемого воздухом, и вода из тарана по напорной трубе 5 пойдет к потребителю.

Таким образом, при работе гидравлического тарана происходит превращение энергии потока с большим расходом и меньшим напором  $h$  в энергию потока с меньшим расходом и большим напором  $H$ . Коэффициент полезного действия таранной установки определяется по формуле

$$\eta = gH/Qh.$$

Нормальная высота подъема воды гидравлическим тараном  $H \approx 10h$ . Коэффициент полезного действия тарана колеблется обычно в пределах:  $\eta = 0,25-0,85$ .

В настоящее время наша промышленность выпускает тараны ТГ-1 диаметрами питающей трубы — 50 и 76 мм, напорной трубы — 36 мм (характеристика та-

рана приведена на рис. 24). На подачу тарана  $q$ , кроме его размеров, существенное влияние оказывает частота ударов клапана. Чем тяжелее ударный клапан, тем больше воды  $Q$  сбрасывается наружу, тем меньше к. п. д. тарана. Частота ударов клапана регулируется грузами и устанавливается в зависимости от длины и диаметра питающей трубы, высоты падения жидкости и высоты подъема. Ход ударного клапана колеблется в пределах 12—15 мм и регулируется винтовой втулкой. При питающей трубе, например, диаметром 76 мм и длиной 13,5 м, высоте падения  $h=3$  м и высоте подъема  $H=27$  м, частота ударов в минуту должна составлять 100. Этот режим работы тарана соответствует подаче  $q=6,4$  л/мин, расходу  $Q=73,6$  л/мин, к. п. д. при этом составит  $\eta=0,78$ . Гидравлические тараны применяют для водоснабжения в сельской местности.