

средняя в сечении скорость равномерного движения

$$V_0 = W \sqrt{i}; \quad (7.125)$$

расход в русле

$$Q = \omega V_0. \quad (7.126)$$

Случай 4. При определении размеров и скорости протекания воды в безнапорных дорожных и канализационных трубах, а также гидротехнических тоннелях заданными являются расход Q , рекомендуемая относительная глубина наполнения Δ , уклон дна i , состояние поверхности стенок (коэффициент шероховатости n).

В общем случае задача может быть решена способом подбора. При этом необходимо учитывать, что диаметры сечений должны приниматься в соответствии с установленными стандартами.

При подборе принимаются радиусы сечения r_1, r_2, \dots, r_m , затем вычисляются с помощью табл. 7.5 соответствующие заданной относительной глубине наполнения Δ площади живого сечения $\omega = \omega' r^2$, гидравлические радиусы $R = R' r$, определяются значения скоростной характеристики W (по табл. 7.1) и расходной характеристики $K = \omega W$. Последнее сравнивается с расчетным значением $K_0 = \frac{Q}{V \sqrt{i}}$. Если значения K_0

окажутся между значениями K_{n-1} и K_n , соответствующими двум соседним стандартным значениям r_{n-1} и r_n , то принимается r с ближайшим к K_0 значением K . Затем следует уточнить относительную глубину наполнения Δ и определить среднюю в сечении скорость протекающей воды $V = W \sqrt{i}$.

Дренажные трубы рассчитывают как безнапорные, но при условии полного их наполнения. С учетом этого определяется значение расчетной расходной характеристики K_0 , по которой подбирается необходимый диаметр трубы (ближайший больший).

Вопросы для самопроверки

1. Условие существования равномерного движения.
2. Основное уравнение равномерного движения.
3. Средняя в сечении скорость и расход при равномерном движении.
4. Скоростная и расходная характеристики и их физический смысл.
5. Русло гидравлически наивыгоднейшего профиля.
6. Нормальная (бытовая) глубина и порядок ее определения.
7. Допускаемые (максимальная и минимальная) средние в сечении скорости при движении воды в открытых руслах.
8. Ограничения, накладываемые при назначении расчетной скорости в ходе проектирования каналов и других открытых русел.

Глава 8. НАПОРНОЕ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДАХ

§ 8.1. Гидравлический расчет коротких и сифонных трубопроводов

Напорные трубопроводы подразделяются на короткие и длинные.

Для коротких трубопроводов местные потери соизмеримы с потерями по длине. К таким трубопроводам относятся всасывающие трубы центробежных насосов, сбросные трубы или сливные патрубки, сифоны, короткие трубопроводы из участ-

ков с разными диаметрами и т. п. В коротких трубопроводах местные потери составляют более 5—10 % общих потерь. Обычно трубы длиной менее 50 м относятся к коротким.

Для длинных трубопроводов потери напора по длине значительно превосходят местные потери, которыми в расчетах рассматриваемых трубопроводов пренебрегают. К длинным трубопроводам относятся водопроводы, газопро-

воды, бензопроводы, нефтепроводы и др. Обычно трубы длиной более 100 м относят к длинным.

При длине трубопроводов от 50 до 100 м и в зависимости от соотношения видов потерь напора (местных и по длине) они могут быть короткими или длинными.

Гидравлический расчет коротких трубопроводов производится на основании уравнения Д. Бернулли с учетом потерь напора как по длине, так и местных:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + \Sigma h_l + \Sigma h_m, \quad (8.1)$$

где $\Sigma h_l = \Sigma \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}$ — сумма потерь по длине на участках трубопроводов с разными диаметрами; $\Sigma h_m = \Sigma \zeta_m \frac{V^2}{2g}$ — сумма местных потерь на участках трубопровода.

Как указано выше (см. § 4.11), уравнение Д. Бернулли применяется совместно с уравнением неразрывности или сплошности движения (см. § 4.5).

Ниже приводятся некоторые примеры расчета коротких трубопроводов.

Определение предельной высоты расположения оси центробежного насоса $h_{нас}$ над уровнем воды в колодце. При решении этой задачи используется зависимость (4.79) (см. § 4.12):

$$h_{нас} = \frac{p_{вак}}{\rho g} - \frac{\alpha V^2}{2g} - h_w,$$

где h_w — потери во всасывающей трубе (рис. 4.22).

С учетом гл. 5 величину h_w можно раскрыть следующим образом. Местные потери слагаются из потерь на вход в трубу с сеткой $h_{вх}$ и на повороте $h_{пов}$, а потери по длине для участка длиной l и диаметром d составляют

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}.$$

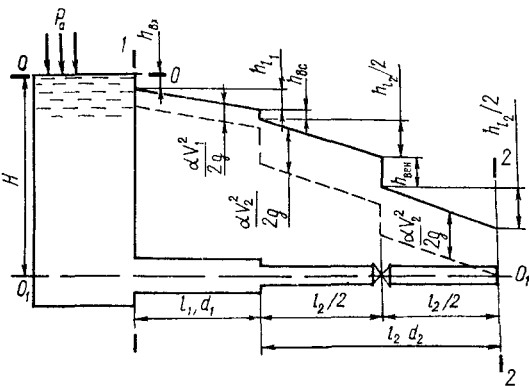


Рис. 8.1

Тогда потери h_w во всасывающей трубе

$$h_w = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} + \xi_{вх} \frac{V^2}{2g} + \xi_{пов} \frac{V^2}{2g}. \quad (8.2)$$

По потерям h_w можно определить высоту расположения центробежного насоса $h_{нас}$.

Расчет напорного резервуара с трубопроводом, состоящим из двух участков разного сечения (рис. 8.1). Из резервуара при постоянном напоре H по трубопроводу, состоящему из двух участков длинами l_1 и l_2 , диаметрами d_1 и d_2 вытекает вода в атмосферу. Посредине второго участка установлен вентиль. Необходимо определить расход воды в трубопроводе и построить пьезометрическую и напорную линии.

Уравнение Д. Бернулли запишем для сечений 0—0 на поверхности резервуара и 2—2 на выходе из трубопровода относительно плоскости сравнения $O_1—O_1$, проведенной через ось трубы:

$$z_0 + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{\alpha V_0^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_{w_{0-2}}.$$

В рассматриваемом случае $z_0 = H$, $p_0 = p_2 = p_a$, а $z_2 = 0$. При $H = \text{const}$

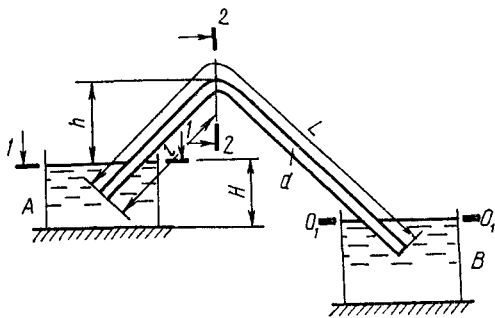


Рис. 8 2

(по условиям задачи) скорость движения (опускания поверхности уровня) воды в резервуаре $V_0 = 0$.

Потери $h_{w_{02}} = \Sigma h_l + \Sigma h_m$; при этом $\Sigma h_l = \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{V_1^2}{2g} + \lambda \frac{l_2}{d_2} \frac{V_2^2}{2g}$, а местные потери напора состоят из потерь на вход, внезапное сужение и вентиль:

$$\begin{aligned} \Sigma h_m &= h_{вх} + h_{вс} + h_{вен} = \\ &= \xi_{вх} \frac{V_1^2}{2g} + \xi_{вс} \frac{V_2^2}{2g} + \xi_{вен} \frac{V_2^2}{2g}. \end{aligned}$$

Тогда

$$\begin{aligned} H &= \frac{\alpha V_2^2}{2g} + \xi_{вх} \frac{V_1^2}{2g} + \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{V_1^2}{2g} + \\ &+ \xi_{вс} \frac{V_2^2}{2g} + \xi_{вен} \frac{V_2^2}{2g} + \lambda \frac{l_2}{d_2} \frac{V_2^2}{2g}. \end{aligned}$$

Согласно уравнению неразрывности

$$\begin{aligned} \frac{V_1}{V_2} &= \frac{\omega_2}{\omega_1}, \text{ то есть } V_1 = V_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} = \\ &= V_2 \frac{d_2^2}{d_1^2}, \end{aligned}$$

и, следовательно,

$$\begin{aligned} H &= \frac{V_2^2}{2g} \left(\alpha + \xi_{вх} \frac{d_2^4}{d_1^4} + \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{d_2^4}{d_1^4} + \right. \\ &\left. + \xi_{вс} + \xi_{вен} + \lambda \frac{l_2}{d_2} \right). \end{aligned}$$

При известном напоре H искомый расход

$$\begin{aligned} Q &= V_2 \omega_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \times \\ &\times \sqrt{\frac{2gH}{\alpha + \xi_{вх} \frac{d_2^4}{d_1^4} + \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{d_2^4}{d_1^4} + \xi_{вс} + \xi_{вен} + \lambda \frac{l_2}{d_2}}} \end{aligned} \quad (8.3)$$

Скорость на первом участке

$$V_1 = \frac{Q}{\omega_1} = \frac{4Q}{\pi d_1^2}.$$

При известных скоростях V_1 и V_2 , напоре H можно построить пьезометрическую и напорную линии, предварительно определив потери напора на каждом из участков h_{l_1} и h_{l_2} , а также на каждом местном сопротивлении $h_{вх}$, $h_{вс}$ и $h_{вен}$.

Напорная линия (на рис. 8.1 показана сплошной линией) в сечении 1—1 меньше на $h_{вх}$ от отметки напора H , а в конце первого участка уменьшается на величину h_{l_1} (постепенно). В сечении внезапного сужения происходит уменьшение на $h_{вс}$, затем перед вентиляем на величину $h_{л_2}/2$, далее на $h_{вен}$ и в сечении 2—2 еще на $h_{l_2}/2$.

Пьезометрическая линия (на рис. 8.1 показана штриховой линией) строится параллельно напорной и ниже ее на величину скоростного напора $\frac{\alpha V^2}{2g}$ каждого участка.

Сифонный трубопровод в определенной части работает в условиях вакуума. Наивысшая точка C сифона находится выше отметок воды резервуаров A и B (рис. 8.2).

Задача расчета таких, сифонных трубопроводов сводится к определению расхода Q при заданной разности уровней H , а также к проверке вакуума в точке C .

Принимая плоскость сравнения $O_1—O_1$ по уровню воды в резервуаре B , запишем уравнение Д. Бернулли для сечений $1—1$ и $2—2$:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_{w_{1-2}}.$$

В данном случае $z_1 = H$, $p_1 = p_a$, $V_1 \approx 0$, $z_2 = H + h$, где h — превышение наивысшей точки сифона C над поверхностью воды в резервуаре A , а $V_2 = V$. Сумма потерь $h_{w_{1-2}} = h_{вх} + h_{пов} + h_l$, где $h_l = \lambda \frac{lV^2}{d2g}$, l — длина сифонного трубопровода до точки C .

Зная, что $\frac{p_a - p_2}{\rho g} = h_{вак}$, получим

$$h_{вак} = h + \frac{V^2}{2g} (\alpha + h_{вх} + h_{пов} + h_l). \quad (8.4)$$

Уравнение Д. Бернулли для сечения $1—1$ и сечения $0—0$, совпадающего с плоскостью сравнения $O_1—O_1$, запишем по аналогии с (8.4):

$$H = \frac{V^2}{2g} \left(\alpha + \lambda \frac{L}{d} + \Sigma \xi_m \right), \quad (8.5)$$

где L — полная длина сифона, а сумма коэффициентов местных потерь $\Sigma \xi_m = \xi_{вх} + \xi_{пов} + \xi_{вых}$.

При заданном значении H из (8.5) определяем скоростной напор $\frac{V^2}{2g}$, а затем из (8.4) вакуумметрическую высоту $h_{вак}$, которая должна быть не более 7 м. Если $h_{вак}$ более 7 м, то работа сифонного трубопровода неустойчива и возможен срыв вакуума, тогда сифон не будет работать. Для соблюдения условия $h_{вак} \leq 7$ м необходимо изменять геометрические параметры его работы h или H .

Следует отметить, что при известном скоростном напоре $\frac{V^2}{2g}$ можно определить значения скорости V в сифоне и расход $Q = V\omega$.

§ 8.2. Гидравлический расчет простых длинных трубопроводов

Как отмечено выше, при расчете длинных трубопроводов учитывают только потери напора по длине, а местными потерями напора пренебрегают.

Длинные трубопроводы подразделяют на простые и сложные.

Простым длинным трубопроводом называется трубопровод одного и того же диаметра d , не имеющий ответвлений, с постоянным расходом Q по всей длине l . На рис. 8.3 представлена схема простого длинного трубопровода, подающего воду из водонапорной башни в точке A к потребителю в точке B . Здесь H_A — напор в точке A , H_B — напор в точке B с учетом свободного напора в конце трубопровода $h_{св}$, определяемого нормами.

Гидравлический расчет простых длинных трубопроводов основан на использовании зависимости (5.78):

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}.$$

Учитывая, что обычно одной из заданных или искомым величин является расход Q , уравнение (5.78) удобнее представить в виде

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{Q^2 16}{2g\pi^2 d^4} = S_0 Q^2 l \quad (8.6)$$

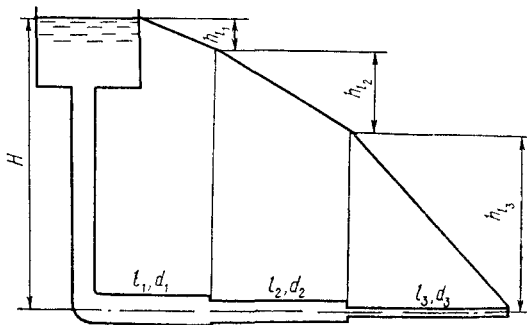


Рис. 8.3

Таблица 8.1. Удельные сопротивления $S_{\text{окв}}$ и расходные характеристики $K_{\text{кв}}$

Диаметр условного прохода d , мм	Расчетный внутренний диаметр d_p , мм	$S_{\text{окв}}$, с ² /м ⁶	$K_{\text{кв}}$, м ³ /с
50	51,6	11 540	0,0093
80	82,6	953	0,0324
100	102	312	0,0565
125	127,2	96,7	0,102
150	152,4	37,1	0,164
200	202,6	8,09	0,352
250	253	2,53	0,628
300	304,4	0,95	1,027
350	352,4	0,437	1,512
400	401,4	0,219	2,14
450	450,6	0,199	2,91
500	500,8	0,0678	3,84
600	600,2	0,026	6,22
700	699,4	0,0115	9,32
800	799,8	0,0057	13,3
900	899,8	0,0031	18,17
1000	998,4	0,0018	24
1200	1199,2	0,00066	38,9

где $S_0 = \frac{8\lambda}{g\pi^2 d^5}$ — удельное сопротивление трубы, зависящее от диаметра d и гидравлического коэффициента трения λ .

Как указано в §. 5.7, гидравлический коэффициент трения λ в общем случае зависит от относительной шероховатости Δ/d и числа Рейнольдса Re . От этих же параметров зависит и удельное сопротивление трубы S_0 . Значения S_0 для труб из разных материалов приводятся в справочной литературе [26]. Следует отметить, что в процессе эксплуатации наблюдается уменьшение пропускной способности труб. Трубы подвергаются коррозии, в них появляются различного вида отложения и гидравлический коэффициент трения увеличивается, что естественно приводит к возрастанию удельного сопротивления S_0 . В связи с этим в справочной литературе значения S_0 для указанных выше труб приводятся в зависимости от их состояния.

Для примера в табл. 8.1 приведем удельные сопротивления S_0 , с²/м⁶, и расходные характеристики K , м³/с, для бывших в эксплуатации чугунных труб при скорости $V \geq 1,2$ м/с для квадратичной области сопротивления.

Очень часто гидравлический расчет длинных трубопроводов производят по формулам равномерного движения:

$$Q = \omega V = \omega W \sqrt{i} = K \sqrt{i_0}, \quad (8.7)$$

где K — расходная характеристика, которая для труб зависит от диаметра и коэффициента шероховатости стенок трубы n ,

$$K = \omega W = \frac{\pi d^2}{4} \frac{1}{n} \left(\frac{d}{4} \right)^z,$$

а z — показатель степени (см. гл. 7).

Учитывая, что при равномерном движении в открытых руслах имеет место равенство уклонов дна i_0 , пьезометрического i_p и гидравлического (или уклона трения) i_f , то

$$Q^2 = K^2 i_p = K^2 \frac{h_l}{l}, \quad (8.8)$$

где i_p — падение напора (пьезометрической линии) по длине трубопровода l .

Обычно принимается, что разность напоров $H = H_A - H_B$ в простом трубопроводе тратится на преодоление потерь по длине, то есть $\dot{H} = h_l$ и тогда

$$H = \frac{Q^2}{K^2} l. \quad (8.9)$$

С учетом вышеизложенного зависимость (8.6) представим в виде

$$H = S_0 Q^2 l. \quad (8.10)$$

Сравнивая зависимости (8.9) и (8.10), можно отметить, что

$$S_0 = \frac{1}{K^2}.$$

Значения расходных характеристик K приводятся в справочной литературе в зависимости от материала труб, условий их эксплуатации расчетной области со-

противления — квадратичной или переходной (см. для примера табл. 8.1).

Для решения задачи о простом трубопроводе используются зависимости (8.9) и (8.10), которые связывают четыре неизвестных H , d , l и Q .

Чаще всего имеют место следующие расчетные случаи:

известны напоры H_A и H_B , длина l , диаметр d ; необходимо определить расход Q ;

известны H_B , l , d , Q ; необходимо определить H_A ;

известны H_A , H_B , Q и l ; необходимо определить d .

Первый из них сводится к проверке пропускной способности существующего трубопровода, а два других к проектированию нового трубопровода. Расчет ведется по зависимостям (8.9) и (8.10).

Обычно известны две величины (l и Q), а две другие (d и H) необходимо определить.

Подача воды по простому длинному трубопроводу (который часто называют водоводом) может происходить двумя способами.

При подаче воды самотеком (рис. 8.4) из резервуара, расположенного на возвышении, вода потребителю подается с напором $H_{\text{потр}}$ (потребный напор) при напоре, создаваемом резервуаром, H_p . Тогда потерянный напор

$$H = H_p - H_{\text{потр}}.$$

Для определения диаметра d , обеспечивающего пропуск расхода Q , используем зависимость (8.9)

$$K^2 = \frac{lQ^2}{H}.$$

По найденному значению K устанавливаем необходимый диаметр d (см. например, табл. 8.1).

При подаче воды насосом (рис. 8.5) потребителю остаются неизвестными две величины — напор у насоса $H_{\text{нас}}$ и ди-

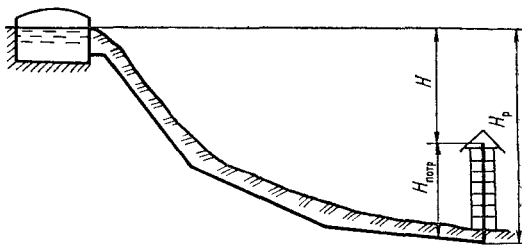


Рис. 8.4

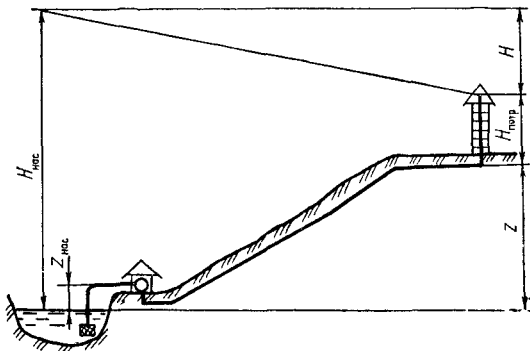


Рис. 8.5

аметр водовода d . При этом напор, затрачиваемый на преодоление потерь по длине,

$$H = H_{\text{нас}} - H_{\text{потр}} - z,$$

где z — геодезическая отметка над уровнем воды в водоеме.

При малом напоре H требуется больший диаметр трубопровода, то есть в этом случае стоимость трубопровода будет высокой, но зато меньше стоимость подачи воды. При большей высоте напора H диаметр трубопровода d будет малым и трубопровод дешевым, но зато стоимость подачи воды возрастет. В связи с этим необходимо найти условия, которые давали бы экономически наиболее выгоднейшее решение постройки трубопровода и подачи воды. Такое решение приводит к определению экономического диаметра трубопровода

$$d_{\text{эк}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{V_{\text{пр}}}}, \quad (8.11)$$

где $V_{пр}$ — предельная скорость, при которой данный диаметр трубы будет более выгодным, чем другие диаметры.

Подробно совместное решение задач гидравлики и экономики в различных условиях рассматривается в специальных курсах водоснабжения, в которых приводятся также рекомендации по выбору предельных значений расходов и скоростей.

§ 8.3. Гидравлический расчет сложных длинных трубопроводов

Сложные длинные трубопроводы подразделяются на последовательно соединенные, параллельно соединенные, с непрерывной равномерной раздачей вдоль пути.

Последовательным соединением частей труб (рис. 8.6) называется такое соединение, при котором расход на всем пути остается постоянным, а сам трубопровод состоит из участков разных длин и разных диаметров.

Потеря напора при этом по всей длине трубопровода определяется суммой потерь на отдельных участках

$$H = h_{l_1} + h_{l_2} + h_{l_3}, \quad (8.12)$$

где $h_{l_1} = S_{01} l_1 Q^2$; $h_{l_2} = S_{02} l_2 Q^2$; $h_{l_3} = S_{03} l_3 Q^2$. Следовательно,

$$H = Q^2 \Sigma S_{0i} l_i, \quad (8.13)$$

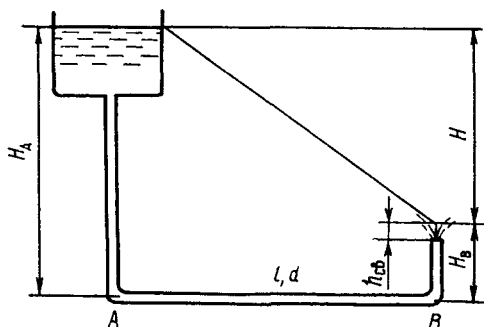


Рис. 8.6

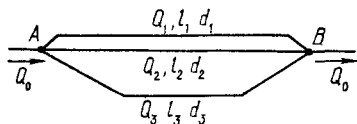


Рис. 8.7

или

$$H = Q^2 \sum \frac{l_i}{K_i^2},$$

откуда

$$Q = \sqrt{\frac{H}{\Sigma l_i / K_i^2}}. \quad (8.14)$$

Общая длина трубопровода

$$L = l_1 + l_2 + l_3.$$

На основании вышеприведенных зависимостей рассчитывается последовательно соединенный длинный трубопровод.

Параллельным соединением труб (рис. 8.7) называется такое, когда две или больше линий отходят от одной точки (A) и сходятся в другой (B). Такие трубопроводы обеспечивают повышенную надежность водоснабжения, так как в случае выхода из строя одного участка вода будет поступать по другим. Точки A и B называются *узловыми* или *общими* для любой линии, а поэтому напоры H_A и H_B одинаковы для всех параллельных участков. В связи с этим потери напора на всех линиях равны $h_l = H_A - H_B$, но в то же время величины l , d и Q на каждой из них разные. Отсюда следует, что при заданных геометрических характеристиках параллельно соединенных трубопроводов (l и d) расходы Q_i в каждой линии распределяются таким образом, чтобы обеспечить равенство потерь на любой из них.

При таких условиях

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3; \quad (8.15)$$

$$H = h_{l_1} = h_{l_2} = h_{l_3} = Q_1^2 S_{01} l_1 = Q_2^2 S_{02} l_2 = Q_3^2 S_{03} l_3, \quad (8.16)$$

или

$$H = \frac{Q_1^2 l_1}{K_1^2} = \frac{Q_2^2 l_2}{K_2^2} = \frac{Q_3^2 l_3}{K_3^2}.$$

Из приведенных выше равенств следует, что

$$\left. \begin{aligned} Q_2 &= Q_1 \sqrt{\frac{S_{01} l_1}{S_{02} l_2}} = Q_1 \frac{K_2}{K_1} \sqrt{\frac{l_1}{l_2}}; \\ Q_3 &= Q_1 \sqrt{\frac{S_{01} l_1}{S_{03} l_3}} = Q_1 \frac{K_3}{K_1} \sqrt{\frac{l_1}{l_3}}. \end{aligned} \right\} \quad (8.17)$$

На основании вышеприведенных зависимостей рассчитывается параллельно соединенный длинный трубопровод.

Трубопроводы с непрерывной равномерной раздачей воды вдоль пути (рис. 8.8) характеризуются тем, что точки разбора находятся на одинаковых расстояниях друг от друга, а расходы разбора в этих точках одинаковы. При этом удельный путевой расход на единицу длины составляет q_0 .

Общий (полный) расход Q_0 , поступающий к начальному сечению трубопровода; состоит из двух: *путевого $Q_{\text{пут}}$* , который разбирается по длине l , и *транзитного $Q_{\text{тр}}$* , проходящего через данный участок:

$$Q_0 = Q_{\text{пут}} + Q_{\text{тр}}; \quad (8.18)$$

при этом

$$Q_{\text{пут}} = q_0 l. \quad (8.19)$$

Определим потери напора h_l на таком участке исходя из следующих предположений.

В любом сечении на расстоянии x от начала разбора расход

$$Q_x = Q_{\text{тр}} + Q_{\text{пут}} \left(1 - \frac{x}{l}\right). \quad (8.20)$$

Уклон трения i_f

$$i_f = \frac{dh_l}{dx} = \frac{Q_x^2}{K^2}. \quad (8.21)$$

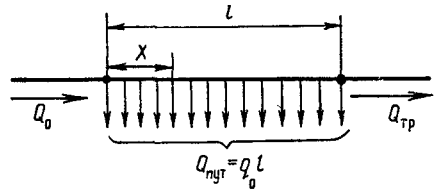


Рис. 8.8

Откуда

$$dh_l = \frac{Q_x^2}{K^2} dx. \quad (8.22)$$

Подставив в (8.22) значение Q_x из зависимости (8.20), получим

$$dh_l = \frac{\left[Q_{\text{тр}} + Q_{\text{пут}} \left(1 - \frac{x}{l}\right)\right]^2}{K^2} dx. \quad (8.23)$$

Интегрируя выражение (8.23) в пределах от 0 до l , получим

$$\begin{aligned} h_l &= \int_0^l \frac{\left[Q_{\text{тр}} + Q_{\text{пут}} \left(1 - \frac{x}{l}\right)\right]^2}{K^2} dx = \\ &= \frac{1}{K^2} \int_0^l \left[Q_{\text{тр}} + Q_{\text{пут}} \left(1 - \frac{x}{l}\right)\right]^2 dx. \end{aligned} \quad (8.24)$$

Раскроем подинтегральное выражение из (8.24)

$$\begin{aligned} &\int_0^l \left[Q_{\text{тр}} + Q_{\text{пут}} \left(1 - \frac{x}{l}\right)\right]^2 dx = \\ &= Q_{\text{тр}}^2 \int_0^l dx + 2Q_{\text{тр}}Q_{\text{пут}} \int_0^l \left(1 - \frac{x}{l}\right) dx + \\ &\quad + Q_{\text{пут}}^2 \int_0^l \left(1 - \frac{x}{l}\right)^2 dx = Q_{\text{тр}}^2 l + \\ &\quad + 2Q_{\text{тр}}Q_{\text{пут}} l - 2Q_{\text{тр}}Q_{\text{пут}} \frac{l^2}{2l} + Q_{\text{пут}}^2 l - \\ &\quad - 2Q_{\text{пут}}^2 \frac{l^2}{2l} + Q_{\text{пут}}^2 \frac{l^3}{3l^2} = \\ &= l \left(Q_{\text{тр}}^2 + Q_{\text{тр}}Q_{\text{пут}} + \frac{Q_{\text{пут}}^2}{3} \right). \end{aligned} \quad (8.25)$$

Подставляя значение полученного интеграла (8.25) в (8.24) получим, что

$$h_l = \frac{\left(Q_{\text{тр}}^2 + Q_{\text{тр}} Q_{\text{пут}} + \frac{Q_{\text{пут}}^2}{3} \right)}{K^2}. \quad (8.26)$$

Введем понятие *расчетного расхода* Q_p :

$$Q_p = \sqrt{Q_{\text{тр}}^2 + Q_{\text{тр}} Q_{\text{пут}} + \frac{Q_{\text{пут}}^2}{3}}. \quad (8.27)$$

Из зависимости (8.27) следует, что Q_p больше транзитного $Q_{\text{тр}}$, но меньше полного расхода Q_0 в начале трубопровода с раздачей.

В практике расчета водопроводных сетей обычно значение Q_p вычисляют по упрощенной формуле

$$Q_p = Q_{\text{тр}} + \beta Q_{\text{пут}} = Q_{\text{тр}} + \beta q_0 l.$$

Коэффициент β изменяется в пределах от 0,5 до 0,58. В среднем принимают $\beta = 0,55$ и тогда

$$Q_p = Q_{\text{тр}} + 0,55 Q_{\text{пут}}, \quad (8.28)$$

а расчетные зависимости имеют вид

$$H = h_l = \frac{Q_p^2}{K^2} l, \quad (8.29)$$

или

$$H = S_0 Q_p^2 l. \quad (8.30)$$

§ 8.4. Основы расчета распределительных водопроводных сетей

Водопроводные сети бывают двух видов: разветвленные, или тупиковые, и замкнутые, или кольцевые.

Разветвленная, или тупиковая, сеть (рис. 8.9) состоит из главной (основной) магистрали и ответвлений от нее.

Замкнутая, или кольцевая, сеть (рис. 8.10) получается из тупиковой замыканием концов этой сети добавочными линиями. Кольцевание сети делается главным образом с целью обеспечения достаточно надежной и бесперебойной подачи воды к потребителю.

Гидравлический расчет разветвленной, или тупиковой, сети как правило, вводится к определению диаметров участков трубопроводов и напоров в узловых точках.

Для гидравлического расчета необходимо иметь следующие данные: длины участков сети, геодезические отметки z и свободные напоры $h_{\text{св}}$ в концах каждого разветвления; отдача (водопотребление) на отдельных участках q_{1-2} , q_{2-3} и т. д., называемая *линейными расходами*, и в узлах Q_1 и Q_2 и т. д. — называемая *узловыми расходами*. Расчет разветвленной или тупиковой сети начинается с наиболее отдаленных точек сети и ведется в направлении, обратном движению воды.

Расчет начинается с выбора определяющего направления, или *магистральной линии* от начала сети до конечной точки с уменьшающимся расходом. За конечную точку магистральной линии принимается та, в которую наиболее трудно подать воду с заданным расходом и свободным напором $h_{\text{св}}$. Обычно таким определяющим направлением является направление до наиболее удаленной или наиболее высокой (с наибольшей геодезической отметкой z) точки разбора или направление с наибольшим водопотреблением Q_i .

Магистральная линия рассматривается как трубопровод, состоящий из отдельных последовательно соединенных участков с различным расходом на каждом из них.

На рис. 8.9 приведена схема разветвленной сети, расположение которой для упрощения расчета принято горизонтальным.

За магистральную линию выбираем направление 1—2—3—5 с конечным напором $h_{\text{св}}$. Тогда расчет можно вести следующим образом.

На участке 3—5 в зависимости от линейного расхода $q_{3-5} = Q_5$ по формуле (8.11) можно определить экономический

диаметр

$$d_{3-5} = 1,13 \sqrt{\frac{q_{3-5}}{V_{пр}}}$$

Полученное значение диаметра округляем до стандартного и по справочным данным определяем удельное сопротивление S_0 (см., например, табл. 8.1). Тогда необходимый напор в точке 3 для подачи воды в точку 5

$$H_3 = h_{св_5} + (S_0 q^2 l)_{3-5}.$$

Расход на участке 2—3 основной магистрали

$$q_{2-3} = Q_3 + Q_4 + Q_5 + 0,55 (q_0 l)_{2-3}.$$

По аналогии с предыдущим назначается экономический диаметр d_{2-3} и определяется напор H_2 в начале участка 2—3

$$H_2 = H_3 + (S_0 q^2 l)_{2-3}.$$

Расход на участке 1—2

$$q_{1-2} = Q_3 + Q_4 + Q_5 + (q_0 l)_{2-3} + Q_2 + Q_6 + Q_7 + Q_8.$$

По аналогии подбираем экономический диаметр d_{1-2} и определяем напор H_1 в начальной точке сети

$$H_1 = H_2 + (S_0 q^2 l)_{1-2}.$$

Если в начале основной магистрали сооружается водонапорная башня, то она должна обеспечить напор $H_A = H_1$. Если вода будет подаваться насосом, то давление создаваемое им, должно быть

$$p_1 = \rho g H_1.$$

Расчет ветвей (ответвлений) производится как расчет трубопровода с заданными начальным и конечным напорами. Диаметр на участке 3—4 определяется следующим образом. Находится удельное сопротивление

$$S_{03-4} = \frac{H_3 - h_{св_4}}{(q^2 l)_{3-4}}.$$

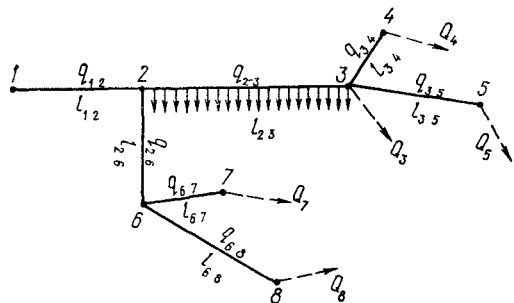


Рис. 8.9

Затем по S_{03-4} можно подобрать (см., например, табл. 8.1) диаметр участка d_{3-4} (ближайший больший).

Когда само ответвление состоит из нескольких участков (например, 2—6—8), то предварительно нужно определить *средний пьезометрический уклон*

$$i_{pcp} = \frac{H_2 - h_{св_8}}{l_{2-6} + l_{6-8}}. \quad (8.31)$$

Зная i_{pcp} , можно определить ориентировочный напор в точке 6

$$H_6 \approx H_2 - i_{pcp} l_{2-6}$$

и тогда необходимо удельное сопротивление на участке 2—6

$$S_{02-6} = \frac{H_2 - H_6}{(q^2 l)_{2-6}}.$$

В зависимости от значения S_{02-6} по табл. 8.1 определяем диаметр трубопровода на участке 2—6 (ближайший больший) и уточняем значение удельного сопротивления и напор в точке 6

$$H_6 = H_2 - (S_0 q^2 l)_{2-6}.$$

Расчет участков 6—7 и 6—8 ведется аналогично расчету ветви 3—4.

При заданном в начальной точке 1 напоре H_1 расчет ведется по аналогии с расчетом ветви 2—6—8 по среднему пьезометрическому уклону.

В этом случае для основной магистрали 1—2—3—5

$$i_{pcp} = \frac{H_1 - h_{св_5}}{l_{1-2} + l_{2-3} + l_{3-5}}.$$

С помощью найденного $i_{p,cp}$ определяется ориентировочный напор в точке 2— H_2 , а по нему удельное сопротивление S_{01-2} . Затем выбирается диаметр трубопровода на участке 1—2 d_{1-2} и уточняется значение напора H_2 . Так же определяются в точке 3 напор H_3 и диаметр d_{2-3} , и по аналогии с предыдущим рассчитывается участок 3—5. Остальные ветви тупикового трубопровода рассчитываются в соответствии с вышеизложенным.

Следует отметить, что диаметры труб на участках, подобранные по $i_{p,cp}$ и удельному сопротивлению S_{0i} , часто не совпадают со стандартными диаметрами. Поэтому на отдельных участках можно последовательно соединять трубы с разными, но обеспечивающими расчетное сопротивление, диаметрами.

В общем случае задача расчета разветвленных или тупиковых трубопроводов решается с учетом минимальной стоимости сети и затрат металла и подробно рассматривается в специальных курсах водоснабжения.

При гидравлическом расчете замкнутых, или кольцевых, водопроводных сетей, в отличие от расчета тупиковых, неизвестны заранее линейные расходы и их величины, поэтому при их расчете неизвестны значительно больше, а сам расчет сложнее. Обычно бывают заданы длины всех участков l , геодезические отметки z , свободные напоры $h_{св}$, удельные путевые расходы q_0 , узловые расходы Q , общий расход поступающий в сеть $Q = \sum q_0 l + \sum Q_i$.

В связи с этим вначале производятся предварительные расчеты, а потом за счет уточнения линейных расходов увязка всей сети. Ниже рассматривается метод, предложенный В. Г. Лобачевым (рис. 8.10), при использовании которого исходят из того, что известны диаметры линий d . Зная длины и диаметры линий сетей, можно получить сопротивление каждой линии. При движении воды по коль-

цевой сети должны соблюдаться два условия.

Первое из них состоит в равенстве притока и оттока воды в каждом узле, то есть должно соблюдаться уравнение баланса расхода

$$\sum Q_{уз} = 0. \quad (8.32)$$

В эту сумму входят расходы, которые отбираются в узлах и расходы, идущие по линиям.

Второе условие может быть сформулировано так: алгебраическая сумма потерь напора по линиям каждого кольца при полном обходе его должна равняться нулю

$$\sum_{кол} h = 0, \quad (8.33)$$

или

$$\sum_{кол} S_0 q^m = 0 \quad (8.34)$$

где q — расчетные расходы по линиям кольца.

Знак потерь напора определяется следующим образом: если направление обхода по часовой стрелке совпадает с направлением течения, то потеря напора будет положительной, если же оно обратное направлению течения, то отрицательной. Другими словами: потеря напора от какой-либо точки 3 одной части кольца (рис. 8.10) до точки схода потоков, например, до точки 4, должна равняться потере по другой части. Для рассматриваемого случая

$$h_{3-4} + h_{4-7} = h_{3-6} + h_{6-7} \quad (8.35)$$

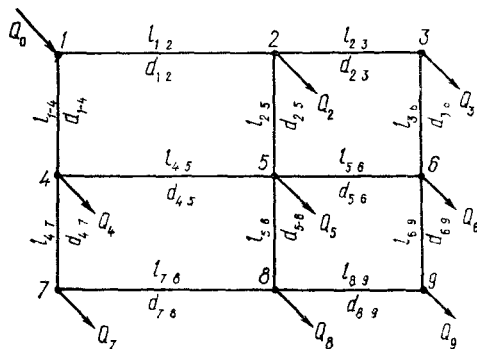


Рис. 8.10

Условие (8.35) равнозначно основному условию (8.33):

$$h_{3-4} + h_{4-7} - h_{3-6} - h_{6-7} = \Sigma_{\text{кол}} h = 0.$$

С учетом этих двух основных условий расчеты можно производить двумя способами.

Первый способ состоит в том, что расходы воды произвольно распределяются по сети. Это удовлетворяет только первому условию — балансу расходов в узлах (8.32) заранее предполагается, что второе условие (8.33) не будет удовлетворено. Затем, не нарушая первое условие, производят перераспределение расходов таким образом, чтобы удовлетворить второе условие $\Sigma h = 0$. При этом сумма потерь должна быть равна нулю или близка к нему (0,2—0,5 м). Если сумма потерь больше 0,2—0,5 м следует снова перераспределить направление расходов, направив большие расходы на те участки, на которых потери оказались меньше. Если в итоге невязка получается со знаком плюс, то следует увеличить расходы в направлении движения воды против часовой стрелки и уменьшить расходы в направлении по часовой стрелке.

При распределении расходов по линиям сети, соблюдая уравнение баланса, необходимо вводить какой-то неизвестный расход для каждого кольца. В связи с этим будет столько неизвестных расходов, сколько колец в сети. Эти неизвестные расходы связаны со вторым условием $\Sigma h = 0$. Следовательно, при соблюдении первого условия распределения расходов получается столько уравнений относительно неизвестных расходов, сколько колец в сети. Эти уравнения имеют нелинейный вид и поэтому даже в самом простом случае при $m = 2$ (квадратичный закон распределения) нельзя получить точного решения. Рассмотренный способ называется *методом балансирования напоров* и он получил наибольшее распространение.

Второй способ называется *методом балансирования расходов*. Он состоит в том, что второе условие ($\Sigma h = 0$) удовлетворяется, а первое (закон баланса) — нет. Далее, не нарушая второго условия, так распределяют расходы, чтобы хотя бы приближенно выполнить первое условие.

Как видно из вышеизложенного, гидравлические расчеты водопроводных сетей требуют весьма трудоемкой вычислительной работы, особенно при непосредственной увязке кольцевых сетей. Для этого используют электронно-вычислительные машины (ЭВМ) и аналоговые вычислительные машины (АВМ).

Для ЭВМ разработаны соответствующие алгоритмы и программы расчетов, базирующиеся в основном на рассмотренном выше методе В. Г. Лобачева. Некоторые разновидности программ предусматривают также предварительное распределение на ЭВМ линейных расходов по участкам.

Применяемые для расчета водопроводных сетей АВМ основаны на математическом подобии уравнений. Обычно за аналог движению воды в водопроводных сетях принимают движение тока в электрических цепях. Такая аналогия называется *электродинамической* (ЭГДА).

Подробный расчет замкнутой или кольцевой водопроводной сети с учетом источников водоподдачи составляет самостоятельную задачу и рассматривается в курсе водоснабжения.

§ 8.5. Неустановившееся движение воды в напорных трубопроводах

Неустановившееся движение воды с переменным вдоль пути расходом широко распространено в водопроводно-канализационных сооружениях.

Учение о гидравлике жидкости с переменным вдоль пути расходом основано

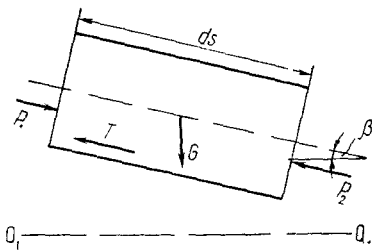


Рис. 8.11

на дифференциальных уравнениях движения тела с переменной массой, выведенных И. В. Мещерским в 1904 г.

По предложению И. М. Коновалова, основное дифференциальное уравнение движения тела с переменной массой можно представить в виде

$$\frac{d(MV^2)}{2} = Fds + \left(V_1 - \frac{V}{2}\right)VdM, \quad (8.36)$$

где M — масса тела, являющаяся функцией t , x , y и z ; V — скорость движения тела переменной массы в направлении основного движения; V_1 — проекция скорости движения присоединяемой массы на направление основного движения; F — проекция на направление основного движения равнодействующих всех внешних сил, действующих на тело переменной массы; s — путь движения тела с переменной массой.

При выводе уравнения принято, что присоединение или отделение массы распределено равномерно по всему сечению.

Рассмотрим отсек жидкости длиной ds и площадью поперечного движения ω с переменным вдоль пути расходом (см. рис. 8.11). На отсек жидкости действуют сила тяжести, силы гидродинамического давления слева и справа и сила трения.

Изменение кинетической энергии за время dt

$$\frac{d(MV^2)}{2} = \frac{\gamma}{2g} d(\omega V^3) dt,$$

так как

$$M = \frac{\gamma}{g} \omega V dt.$$

Спроецируем все силы на направление движения, то есть на ось s .

Проекция силы тяжести $G = \gamma \omega ds \sin \beta$, но так как $ds = V dt$, а $\sin \beta = -\frac{dz}{ds}$, то получим

$$G = -\gamma \omega V \frac{dz}{ds} dt.$$

Разность проекций сил гидродинамического давления $P_1 = p\omega$ и $P_2 = \left(p + \frac{\partial p}{\partial s} ds\right)\omega$ равна:

$$\begin{aligned} p\omega - \left(p + \frac{\partial p}{\partial s} ds\right)\omega &= -\frac{\partial p}{\partial s} ds\omega = \\ &= -\frac{\partial p}{\partial s} V dt\omega. \end{aligned}$$

Проекция сил трения

$$T = -\tau \chi ds = -\tau \chi V dt,$$

где τ — напряжение сил трения; χ — длина смоченного периметра.

Изменение массы за время dt без учета бесконечно малых величин высшего порядка

$$dM = d\left(\frac{\gamma}{g} V\omega\right) dt = \frac{\gamma}{g} d(V\omega) dt.$$

Подставляя полученные выражения в основное дифференциальное уравнение (8.36), получим

$$\begin{aligned} \frac{\gamma}{2g} d(\omega V^3) dt &= -\gamma \omega V \frac{dz}{ds} dt ds - \\ &- \frac{\partial p}{\partial s} \omega V dt ds - \tau \chi V dt ds + \\ &+ \frac{\gamma}{g} \left(V_1 - \frac{V}{2}\right) V d(\omega V) dt. \end{aligned}$$

Учитывая, что $\omega V = Q$ и разделив все члены вышеприведенного уравнения

на γdt , получим

$$\frac{1}{2g} d(QV^2) = -Q \left(\frac{dz}{ds} + \frac{1}{\gamma} \frac{\partial p}{\partial s} + \frac{\tau \chi}{\gamma \omega} \right) ds + \frac{1}{g} \left(V_1 - \frac{V}{2} \right) V dQ.$$

Отношение проекции скорости V_1 присоединяемой или отделяемой массы на направление движения к проекции скорости V основного потока обозначим через m . Учитывая, что $\frac{\chi}{\omega} = \frac{1}{R}$, и перенеся все члены уравнения в левую часть, получим

$$\frac{1}{2g} d(QV^2) - \frac{1}{g} \left(m - \frac{1}{2} \right) V^2 dQ + Q \left(\frac{dz}{ds} + \frac{1}{\gamma} \frac{\partial p}{\partial s} + \frac{\tau}{\gamma R} \right) ds = 0. \quad (8.37)$$

Преобразуем полученное уравнение (8.37) следующим образом.

Первые два слагаемых представим в виде

$$\begin{aligned} & \frac{1}{g} d(QV^2) - \frac{1}{g} \left(m - \frac{1}{2} \right) V^2 dQ = \\ & = \frac{1}{2g} (Q2VdV + V^2dQ) + \frac{1}{g} \left(\frac{1}{2} - m \right) \times \\ & \quad \times V^2dQ = \frac{QVdV}{g} + \frac{V^2dQ}{2g} + \\ & \quad + \frac{1}{g} \left(\frac{1}{2} - m \right) V^2dQ = \frac{QVdV}{g} + \\ & \quad + \frac{1}{g} (1 - m) V^2dQ. \end{aligned}$$

С учетом того, что $V = \frac{ds}{dt}$, правая часть приведенного выше уравнения приобретает вид

$$\frac{1}{g} Q \frac{dV}{dt} ds + \frac{1}{g} (1 - m) V \frac{dQ}{dt} ds.$$

В условиях неустановившегося движения

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial s} \frac{ds}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial s};$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial s} \frac{ds}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + V \frac{\partial Q}{\partial s}.$$

С учетом этих зависимостей можно записать, что правая часть рассматриваемого уравнения равна

$$\begin{aligned} & \frac{1}{g} Q \frac{dV}{dt} ds + \frac{1}{g} (1 - m) V \frac{dQ}{dt} ds = \\ & = \frac{1}{g} Q \frac{\partial V}{\partial t} ds + \frac{1}{g} QV \frac{\partial V}{\partial s} ds + \\ & \quad + \frac{1}{g} (1 - m) V \frac{\partial Q}{\partial t} ds + \frac{1}{g} (1 - \\ & \quad - m) V^2 \frac{\partial Q}{\partial s} ds. \end{aligned}$$

Подставив полученное выражение в (8.37) и сократив все члены уравнения на Q , получим

$$\begin{aligned} & \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} ds + \frac{1}{g} V \frac{\partial V}{\partial s} ds + \frac{1}{g} (1 - \\ & - m) \frac{V}{Q} \frac{\partial Q}{\partial t} ds + \frac{1}{g} (1 - m) V^2/Q \times \\ & \quad \times \frac{\partial Q}{\partial s} ds + \frac{dz}{ds} ds + \frac{1}{\gamma} \frac{\partial p}{\partial s} ds + \\ & \quad + \frac{\tau}{\gamma R} ds = 0. \quad (8.38) \end{aligned}$$

Отношение $\frac{V}{Q} = \frac{1}{\omega}$, а множитель $\frac{V^2}{Q} \frac{\partial Q}{\partial s} ds = \frac{1}{2\omega^2} \frac{\partial(Q^2)}{\partial s} ds$.

Подставляя эти выражения в уравнение (8.38), получим

$$\begin{aligned} & \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} ds + \frac{1}{g} V \frac{\partial V}{\partial s} ds + \frac{1}{g} \frac{(1 - m)}{\omega} \times \\ & \quad \times \frac{\partial Q}{\partial t} ds + \frac{1}{2g} \frac{1 - m}{\omega^2} \frac{\partial(Q^2)}{\partial s} ds + \\ & \quad + \frac{dz}{ds} ds + \frac{1}{\gamma} \frac{\partial p}{\partial s} ds + \frac{\tau}{\gamma R} ds = 0. \quad (8.39) \end{aligned}$$

В связи с тем, что координата z не зависит от времени и является только функцией пути, в уравнении (8.39) производится замена: $\frac{dz}{ds} = \frac{\partial z}{\partial s}$. После интегрирования уравнения (8.39) получим

$$\frac{1}{g} \int \frac{\partial V}{\partial t} ds + \frac{V^2}{2g} + \frac{1}{g} \int \frac{1 - m}{\omega} \frac{\partial Q}{\partial t} \times$$

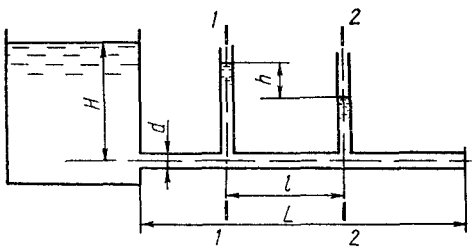


Рис. 8.12

$$\times ds + \frac{1}{2g} \int \frac{1-m}{\omega^2} d(Q^2) + \frac{p}{\gamma} + z + h_w = \text{const}, \quad (8.40)$$

где

$$h_w = \int \frac{\tau}{\gamma R} ds$$

Выражение (8.40) представляет собой развернутое основное уравнение движения жидкости с переменной массой вдоль пути в условиях неустановившегося движения.

При постоянном расходе Q уравнение (8.40) принимает вид уравнения жидкости в условиях неустановившегося движения:

$$\frac{1}{g} \int \frac{\partial V}{\partial t} ds + \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z + h_w = \text{const}. \quad (8.41)$$

Относительно двух сечений 1—1 и 2—2 уравнение (8.41) может быть записано в виде

$$\left(\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \right) = h_{w_{1-2}} + \frac{1}{g} \int \frac{\partial V}{\partial t} ds, \quad (8.42)$$

где $h_{w_{1-2}}$ — потеря напора по длине на преодоление сопротивлений между сечениями 1—1 и 2—2; $\frac{1}{g} \int \frac{\partial V}{\partial t} ds = h_i$ — величина, характеризующая изменение по времени кинетической энергии между сечениями 1—1 и 2—2 и определяю-

щая собой тот напор, который затрачивается на преодоление инерции массы жидкости в отсеке 1—2 и называется *инерционным напором*.

Для элементарной струйки при расходе $q = u d \omega$ можно записать, что $\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{1}{d \omega} \frac{\partial q}{\partial t}$ и тогда

$$h_i = \frac{1}{g} \int_1^2 \frac{\partial u}{\partial t} ds = \frac{1}{g} \int_1^2 \frac{1}{d \omega} \frac{\partial q}{\partial t} ds = \frac{1}{g} \frac{\partial q}{\partial t} \int_1^2 \frac{ds}{d \omega}. \quad (8.43)$$

Для потока жидкости инерционный напор по аналогии с предыдущим

$$h_i = \frac{1}{g} \int \frac{\partial V}{\partial t} ds = \frac{1}{g} \frac{\partial Q}{\partial t} \int \frac{ds}{\omega}.$$

Рассмотрим типичные случаи неустановившегося движения в напорных трубопроводах.

Движение воды в трубе постоянного диаметра (рис. 8.12). При неустановившемся движении в таком трубопроводе средняя скорость V является функцией только времени t , то есть $V = f(t)$. Тогда

$$\frac{\partial V}{\partial s} = 0 \text{ и } \frac{\partial V}{\partial t} = \frac{dV}{dt}$$

Для рассматриваемого случая инерционный напор

$$h_i = \frac{1}{g} \int_1^2 \frac{dV}{dt} ds = \frac{l}{g} \frac{dV}{dt},$$

где l — длина рассматриваемого участка трубы (рис. 8.12). С учетом того, что в сечениях 1—1 и 2—2 средние в сечении скорости $V_1 = V_2 = V$

$$h = h_w + h_i = h_w + \frac{l}{g} \frac{dV}{dt}.$$

Так как

$$h_w = h_l + \Sigma h_m = \frac{V^2}{2g} \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \xi_m \right),$$

то для всего трубопровода длиной L потерянный напор

$$H_0 = \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \xi_m\right) \frac{V^2}{2g} + \frac{L}{g} \frac{dV}{dt}. \quad (8.44)$$

Движение воды в длинном трубопроводе с последовательным соединением труб. При неустановившемся движении в таком трубопроводе, состоящем из труб диаметрами d_1, d_2, \dots, d_n , (рис. 8.13) для каждого из участков длиной l_1, l_2, \dots, l_n можно записать потери напора

$$\left. \begin{aligned} h_1 &= \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{V_1^2}{2g} + \frac{l_1}{g} \frac{dV_1}{dt}; \\ h_2 &= \lambda \frac{l_2}{d_2} \frac{V_2^2}{2g} + \frac{l_2}{g} \frac{dV_2}{dt}; \\ &\dots \dots \dots \\ h_n &= \lambda \frac{l_n}{d_n} \frac{V_n^2}{2g} + \frac{l_n}{g} \frac{dV_n}{dt}. \end{aligned} \right\} (8.45)$$

Их сумма $h = h_1 + h_2 + \dots + h_n$

$$h = \sum_1^n \lambda \frac{l_k}{d_k} \frac{V_k^2}{2g} + \frac{1}{g} \sum_1^n l_k \frac{dV_k}{dt}.$$

Зная, что

$$V_2 = V_1 \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad V_3 = V_1 \frac{\omega_1}{\omega_3}; \quad \dots; \quad V_n = V_1 \frac{\omega_1}{\omega_n},$$

получим

$$\left. \begin{aligned} \Sigma \lambda \frac{l_k}{d_k} \frac{V_k^2}{2g} &= \frac{V_1^2}{2g} \Sigma \lambda \frac{l_k}{d_k} \left(\frac{\omega_1}{\omega_k}\right)^2; \\ \frac{1}{g} \sum_1^n l_k \frac{dV_k}{dt} &= \frac{1}{g} \frac{dV_1}{dt} \Sigma l_k \times \\ &\times \frac{\omega_1}{\omega_k} = \frac{l_{np}}{g} \frac{dV_1}{dt}. \end{aligned} \right\} (8.46)$$

Величина $l_{np} = \Sigma l_k \frac{\omega_1}{\omega_k}$ называется *приведенной длиной* трубопровода, а величина $\zeta_{np} = \Sigma \lambda \frac{l_k}{d_k} \left(\frac{\omega_1}{\omega_k}\right)^2$ — *приведенным коэффициентом сопротивления*. Следо-

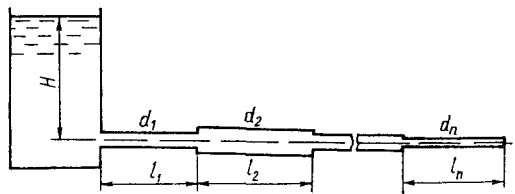


Рис. 8.13

вательно,

$$h = \zeta_{np} \frac{V_1^2}{2g} + \frac{l_{np}}{g} \frac{dV_1}{dt}. \quad (8.47)$$

Установившееся движение с переменным вдоль пути расходом. При условии $\frac{\partial V}{\partial t} = 0$ и $\frac{\partial Q}{\partial t} = 0$ уравнение (8.40) приобретает вид

$$\frac{1}{2g} \int \frac{1-m}{\omega^2} d(Q^2) + \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z + h_w = \text{const}. \quad (8.48)$$

Уравнение (8.48) исходное для движения жидкости в условиях установившегося режима с переменным вдоль пути расходом.

§ 8.6. Гидравлический удар в трубах

При резком изменении скорости движения жидкости в длинных трубопроводах имеет место изменение (нарастание или понижение) давления, которое называется *гидравлическим ударом*. Изучение гидравлического удара было начато в связи с частыми авариями на новых линиях Московского водопровода, построенных в конце XIX в. Теоретическое обоснование гидравлического удара в трубах, ставшего причиной аварий, и его основной метод расчета были разработаны выдающимся русским ученым Н. Е. Жуковским в 1898 г.

Н. Е. Жуковский пришел к выводу, что в связи с быстрым закрытием задвижек на водопроводной сети и резким уменьшением скорости до нуля про-

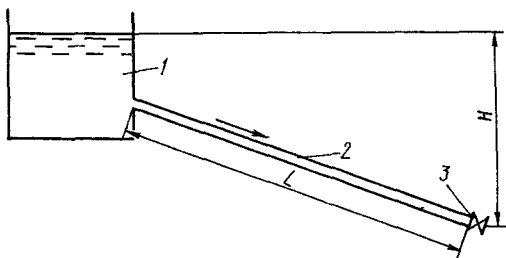


Рис. 8.14

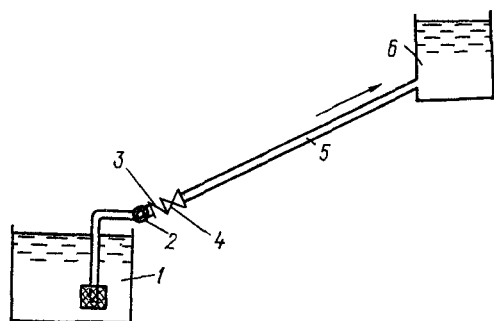


Рис. 8.15

исходит переход кинетической энергии, движущегося по трубопроводу потока, в потенциальную, которая затрачивается на работу по деформации стенок трубопровода и по сжатию воды. Возникающее в момент гидравлического удара дополнительное давление в трубопроводе возрастает примерно на 1—1,2 МПа на каждый 1 м/с потерянной скорости. Вследствие этого могут возникать осложнения в нормальной работе трубопровода вплоть до разрыва стенок и аварий оборудования насосных станций.

При гидравлическом ударе возможно также и резкое падение давления вплоть до давления насыщенных паров жидкостей при данной температуре. Как следствие появление столь низкого давления при гидравлическом ударе возможен даже разрыв жидкости. При этом также может быть нарушена нормальная работа трубопровода.

Причины возникновения гидравлического удара могут быть разными: быстрое

закрытие или открытие запорных и регулирующих устройств; внезапная остановка насоса, выпуск воздуха через гидранты на оросительной сети при заполнении трубопроводов водой (обычно гидравлический удар может начаться в заключительной стадии выпуска воздуха); пуск насоса при открытом затворе на нагнетательной линии.

Характер гидравлического удара может быть различным в зависимости от условий, в которых проложен трубопровод и каковы причины возникновения удара. Так, при резком закрытии задвижки 3 в конце трубопровода 2, подающего воду из водоема 1 (рис. 8.14), гидравлический удар начнется с повышения давления, которое от задвижки будет распространяться вверх по трубопроводу, а затем сменится понижением давления.

Другой характер имеет гидравлический удар, происходящий в трубопроводе 5 при подаче воды из водоема 1 в резервуар 6, расположенный выше насоса 2 с обратным клапаном 3 (рис. 8.15). При такой схеме удар возникает или от быстрого закрытия задвижки 4 в начале трубопровода или же при остановке насоса. В этом случае явление удара начинается с понижения давления, которое потом сменится повышением.

Гидравлический удар различают прямой и непрямой.

Прямой гидравлический удар происходит при времени закрытия задвижки $t_a < \frac{2L}{c}$, где L — расстояние до резервуара или водоема, способного поддерживать постоянное давление; c — скорость распространения ударной волны в трубопроводе. В случае прямого гидравлического удара создается полная сила удара.

Непрямой гидравлический удар получается при $t_a > \frac{2L}{c}$. Такой удар характеризуется меньшей силой.

Внезапное повышение давления Δp или напора ΔH может быть рассчитано по методу Н. Е. Жуковского.

Рассмотрим прямой гидравлический удар при внезапном закрытии задвижки в конце трубопровода (рис. 8.16). Для вывода основных зависимостей применим теорему об изменении количества движения. При таком ударе сначала остановится ближайший к задвижке слой воды толщиной Δs между сечениями mn — np площадью ω . В этом объеме вода сожмется и одновременно благодаря их упругости расширятся стенки трубопровода.

До остановки движения воды давление перед задвижкой было p_0 , а после остановки увеличится и будет p_1 , то есть давление возрастет на величину $\Delta p = p_1 - p_0$.

За бесконечно малый промежуток времени Δt масса жидкости в объеме $\omega \Delta s$ останавливается и теряет количество движения $m(V_0 - V_1) = \rho \omega \Delta s V_0$, где V_0 — начальная скорость, а скорость в момент остановки $V_1 = 0$.

Импульс действующих сил за тот же промежуток времени

$$(p_1 - p_0) \omega \Delta t = \Delta p \omega \Delta t. \quad (8.51)$$

Согласно теореме о количестве движения, его изменение равно импульсу действующих сил за тот же бесконечно малый промежуток времени и следовательно

$$\rho \omega \Delta s V_0 = \Delta p \omega \Delta t,$$

откуда

$$\Delta p = \rho V_0 \frac{\Delta s}{\Delta t}.$$

В связи с тем, что отношение $\frac{\Delta s}{\Delta t}$ представляет собой скорость распространения ударной волны c в трубопроводе, получим **повышение давления**

$$\Delta p = \rho c V_0 = \frac{\gamma c V_0}{g}. \quad (8.49)$$

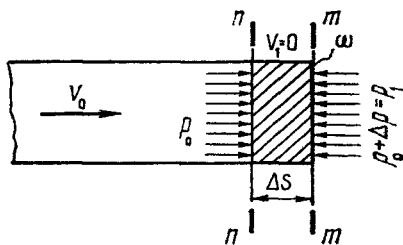


Рис. 8.16

Повышение напора в трубопроводе

$$\Delta H = \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{c V_0}{g}. \quad (8.50)$$

Зависимости (8.49) и (8.50) впервые были получены Н. Е. Жуковским.

Определим *скорость распространения ударной волны* c для упругого трубопровода круглого поперечного сечения.

Рассмотрим отсек жидкости (рис. 8.16) длиной Δs с начальной площадью сечения ω . Выше сечения $n-n$ движение жидкости происходит как и до закрытия со скоростью V_0 . В связи с этим за период времени Δt в рассматриваемый отсек поступит дополнительный объем жидкости ΔW :

$$\Delta W = Q \Delta t = \omega V_0 \Delta t. \quad (8.51)$$

За время Δt объем отсека увеличивается за счет растяжения стенок трубы под действием повышения давления Δp (см. 8.49) на величину ΔW_1 . Кроме того, первоначальный объем жидкости в отсеке $\omega \Delta s$ вследствие повышения давления Δp уменьшится за счет сжатия жидкости на ΔW_2 .

Исходя из закона сохранения массы жидкости при гидравлическом ударе и пренебрегая бесконечно малыми величинами второго порядка, можно записать

$$\Delta W = \Delta W_1 + \Delta W_2. \quad (8.52)$$

Объем ΔW_1 определяется из условия возрастания первоначальной площади живого сечения ω на $\Delta \omega$ до величины ω_1 при растяжении стенок трубы от r_0 до

$$r = r_0 + \Delta r:$$

$$\Delta W_1 = (\omega_1 - \omega) \Delta s = \Delta \omega \Delta s. \quad (8.53)$$

Уменьшение первоначального объема $\omega \Delta s$ за счет сжатия жидкости

$$\Delta W_2 = \beta_c \omega \Delta s \Delta p,$$

где β_c — коэффициент объемного сжатия (сжимаемости), определяемый в соответствии с рекомендациями § 2.3.

С учетом того, что $\beta_c = \frac{1}{E_{ж}}$, где $E_{ж}$ — модуль объемной упругости жидкости (см. § 2.3)

$$W_2 = \frac{\omega \Delta s \Delta p}{E_{ж}}. \quad (8.54)$$

Подставляя значения ΔW , ΔW_1 и ΔW_2 в (8.52), получим

$$\omega V_0 \Delta t = \Delta \omega \Delta s + \omega \Delta s \frac{\Delta p}{E_{ж}},$$

или

$$V_0 \frac{\Delta t}{\Delta s} = \frac{\Delta \omega}{\omega} + \frac{\Delta p}{E_{ж}}. \quad (8.55)$$

Так как $c = \frac{\Delta s}{\Delta t}$, а из (8.49) следует, что $V_0 = \frac{\Delta p}{\rho c}$, можно записать зависимость (8.55) в виде

$$\frac{\Delta p}{\rho c^2} = \frac{\Delta \omega}{\omega} + \frac{\Delta p}{E_{ж}},$$

или как переход к пределам:

$$\frac{dp}{\rho c^2} = \frac{d\omega}{\omega} + \frac{dp}{E_{ж}}. \quad (8.56)$$

Откуда

$$c = \sqrt{\frac{dp/\rho}{dp/E_{ж} + d\omega/\omega}}. \quad (8.57)$$

Для того чтобы перейти к практическому использованию зависимости (8.57), отметим следующее.

Рассмотрим относительную деформацию площади трубопровода, пренебрегая бесконечно малыми второго порядка,

$$\frac{d\omega}{\omega} = \frac{d(\pi r^2)}{\pi r_0^2} = 2 \frac{\pi r_0 dr}{\pi r_0^2} = 2 \frac{dr}{r_0}.$$

Из механики упругих тел известно, что относительная деформация $\frac{dr}{r_0}$ может быть выражена в зависимости от вызываемого ею растягивающего напряжения в материале трубы $\Delta \sigma$ и модуля его упругости $E_{тр}$ по закону Гука:

$$\frac{dr}{r_0} = \frac{d\sigma}{E_{тр}}, \text{ то есть } \frac{d\omega}{\omega} = 2 \frac{d\sigma}{E_{тр}}.$$

Из физики известно, что напряжение в стенках трубопровода σ может быть выражено формулой Мариотта

$$\sigma = \frac{pd}{2e},$$

где e — толщина стенок.

Тогда

$$d\sigma = \frac{d}{2e} dp,$$

или

$$\frac{d\omega}{\omega} = \frac{d}{e} \frac{dp}{E_{тр}}. \quad (8.58)$$

Подставляя выражение (8.58) в (8.57), после незначительных преобразований получим зависимость для определения скорости

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{d}{e} \cdot \frac{E_{ж}}{E_{тр}}}}. \quad (8.59)$$

Из физики известно, что выражение $\sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}}$ является скоростью звука в жидкой среде. Для воды $c_0 = \sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}} = 1425$ м/с.

Тогда для трубопроводов с водой

$$c = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{d}{e} \frac{E_{ж}}{E_{тр}}}}. \quad (8.60)$$

Обычно по этой формуле определяют скорость распространения ударной волны и подставляют полученное значение в (8.49) и (8.50).

Отношения $\frac{E_{ж}}{E_{тр}}$ для воды в зависимос-

ти от материала стенки трубопровода могут быть приняты следующими:

Вид труб	$\frac{E_{ж}}{E_{тр}}$
Стальные	0,01
Чугунные	0,02
Асбестоцементные	0,11
Винилпластовые	0,68—0,73
Полиэтиленовые	1—1,45
Бетонные	0,1—0,14
Железобетонные	0,065—0,09
Резиновые	333—1000

Для железобетонных труб отношение $\frac{E_{ж}}{E_{тр}}$ уменьшается с увеличением содержания арматуры.

При детальном расчете трубопроводов учитывают различные факторы, снижающие величину c , определяемую по формуле (8.60): условия опирания (закрепления) трубопроводов, их совместную работу с грунтом, наличие в жидкости нерастворенного газа (воздуха) и др.

Определив скорость c , можно найти время, за которое ударная волна достигнет водоема. Достигнув водоема с большим объемом стоячей воды, ударная волна отразится от него и пойдет по трубопроводу обратно к задвижке в виде волны пониженного давления, то есть в этом случае знак волны будет обратный: там где было повышение, будет понижение. Время, за которое ударная волна пройдет путь до резервуара и вернется обратно к задвижке, $T = \frac{2L}{c}$ называется *фазой удара*. Этот процесс повторяется с постепенным затуханием (рис. 8.17).

При движении воды в трубопроводе к расположенному выше резервуару (рис. 8.15) ударная волна начинается с понижения давления, а обратно приходит с повышением.

Непрямой гидравлический удар, как отмечено выше, имеет место в том случае, если время закрытия задвижки t_3 больше фазы удара ($t_3 > \frac{2L}{c}$). Повы-

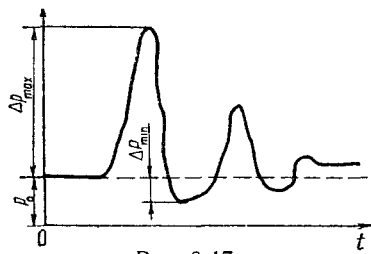


Рис. 8.17

шение давления или напора в этом случае меньше, чем при прямом ударе, так как $t_3 < T$, то есть за период фазы удара движение воды в трубопроводе еще не остановилось и поэтому не вся кинетическая энергия потока переходит в потенциальную. *Потерянная скорость* $V_{пот}$ меньше начальной и пропорциональна фазе удара:

$$V_{пот} = \frac{V_0}{t_3} T = \frac{V_0}{t_3} \frac{2L}{c}.$$

Полученное значение $V_{пот}$ нужно подставить в зависимости (8.49) и (8.50) и тогда получим

$$\Delta p = \frac{\gamma V_0 2L}{g t_3} = \rho V_0 \frac{2L}{t_3}; \quad (8.61)$$

и

$$\Delta H = \frac{V_0}{g} \frac{2L}{t_3}. \quad (8.62)$$

Следует отметить, что вопросы расчета гидравлического удара при постепенном закрытии регулирующих устройств весьма сложны. Они детально рассматриваются при изучении специальных дисциплин. В последние годы разработаны методы расчета гидравлического удара на ЭВМ.

Меры борьбы с гидравлическим ударом представляют собой мероприятия по недопущению опасных повышений или понижений давления в трубопроводах и меры по их защите, если опасные колебания давления возникнут.

Меры борьбы с гидравлическим ударом зависят от условий подачи воды: подается ли вода насосами в возвышенный резервуар или идет самотеком из водоема вниз.

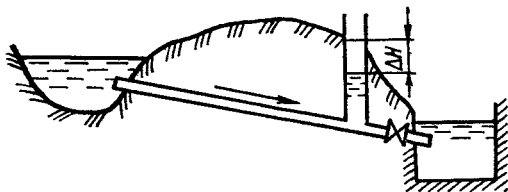


Рис. 8.18

Если вода идет самотеком и задвижка находится на нижнем конце трубопровода, возможны следующие меры.

Наиболее часто применяется *медленное закрытие задвижки*. Эта мера основана на том, что чем больше время закрытия задвижки t_z , тем меньше потерянная скорость $V_{пот}$ в трубопроводе и тем меньше повышение давления Δp от гидравлического удара. Поэтому стремятся к устройству задвижек такой конструкции, которые давали бы плавное закрытие, а не неравномерное с быстрым уменьшением проходного отверстия затвора. В связи с этим на трубопроводах малого диаметра следует устанавливать вентили, которые закрываются достаточно медленно, а не задвижки шиберного типа или пробочные краны. Для трубопроводов большого диаметра надо заменять шиберные задвижки кольцевыми, производить медленное закрытие вручную или автоматически, уменьшая скорость закрытия к его концу.

На трубопроводах также *устанавливаются уравнительные резервуары* (рис. 8.18), или *башни*, которые представляют собой соединенные с трубопроводом промежуточные резервуары, заполненные водой до высоты, соответствующей нормальному давлению. При гидравлическом ударе в резервуар поступает некоторый объем воды и добавочное давление в трубопроводе быстро гасится. Вместо уравнительных резервуаров могут применяться *воздушные колпаки*, где сжатие воздуха амортизирует повышение давления.

Если вода подается снизу насосами

наверх в резервуар, гидравлический удар возникает от остановки насоса вследствие прекращения подачи электроэнергии к мотору. В связи с тем, что обратный клапан, устанавливаемый у насоса, закрывается очень быстро в начале напорного трубопровода ввиду резкого прекращения подачи воды возникает гидравлический удар, который при длинных водоводах практически прямой. Борьба с такого рода ударами может вестись несколькими путями. Один из них — это установка такого *сбросного устройства*, которое при подходе ударной волны открывается и пропускает воду на излив. При этом пропускное отверстие должно быть рассчитано так, чтобы повышение давления от непрямого удара оставалось допустимым. В связи с этим на насосных станциях в начале напорных трубопроводов устанавливаются *специальные противоударные аппараты* различных конструкций.

Другой путь заключается в *удалении обратного клапана и пропуске воды в обратном направлении через насос*, который при этом может быть заторможен или незаторможен. При незаторможенном насосе сопротивление прохождению воды будет больше, так как вода должна будет затрачивать энергию на вращение насоса. В любом случае должно быть рассчитано повышение давления от непрямого удара, создаваемого добавочным сопротивлением изливу.

Подробно меры борьбы с гидравлическим ударом в различных случаях и применяемые при этом конструкции рассматриваются в специальных курсах.

§ 8.7. Гидравлический таран

Явление гидравлического удара может быть использовано для подъема воды специальным устройством, называемым *гидравлическим тараном*. Он состоит из подводящего трубопровода A , обычно имеющего небольшую длину, рабочей

коробки B с двумя клапанами C и D (рис. 8.19) и воздушного колпака E с нагнетающим трубопроводом F , подающим воду в резервуар K . Ударный клапан C открывается под действием собственного веса. При его открытии через подводящий трубопровод A под небольшим напором H_1 начинает поступать вода, которая вытекает через открытый клапан C . Вследствие увеличения силы воздействия вытекающей с нарастающей скоростью воды на ударный клапан он закрывается и скорость потока в трубопроводе падает до нуля. В связи с внезапной остановкой потока в падающем трубопроводе и рабочей коробке произойдет гидравлический удар с резким повышением давления. Под влиянием этого давления открывается нагнетательный клапан и часть воды поступит в воздушный колпак E , сжимая имеющийся там воздух, который вытеснит часть воды в напорной трубопровод F , подняв ее на высоту H_2 в резервуар K . После ухода части воды в воздушный колпак давление в рабочей коробке уменьшится и ударный клапан C под действием собственного веса откроется. При этом вода снова начнет выливаться через клапан C , а нагнетательный клапан D закроется под действием силы давления воздуха в воздушном колпаке E . Затем происходит повторение процесса: снова произойдет закрытие ударного клапана C и открытие нагнетательного клапана D и т. д.

Таким образом, происходит непрерывное повторение рассмотренного процесса подачи воды. Поступающий из напорного резервуара расход воды Q затрачивается в основном на излив воды Q_1 через клапан C и создание давления на этот клапан, при котором он закрывается. Этот первый период работы гидравлического тарана называется *разгонным периодом*. Второй период его работы называется *ударным*, когда после закрытия клапана C произойдет гид-

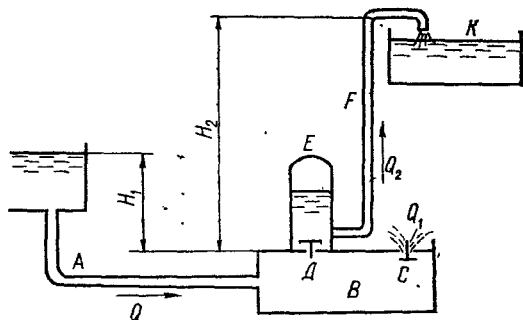


Рис. 8.19

равлический удар и в рабочей коробке появится повышенное (ударное) давление, соответствующее напору $H > H_1$. Третий период называется *рабочим*. В течение этого периода вода из воздушного колпака будет поступать через напорный трубопровод F с расходом Q_2 в резервуар K под давлением воздуха на высоту H_2 .

Напор H_1 обычно 1,5—5 м, а высота нагнетания H_2 от 15 до 40 м. При этом подача расхода $Q_2 = (0,4...0,07) Q$.

Коэффициент полезного действия гидравлического тарана

$$\eta = \frac{Q_2 H_2}{Q_1 H_1}$$

колеблется в пределах от 0,85 до 0,4, а расход $Q = Q_1 + Q_2$. Следует отметить, что при работе гидравлического тарана весьма велики непроизводительные потери воды Q_1 .

Выпускаемые промышленностью гидравлические тараны могут поднимать воду на высоту до 60 м с расходом до 20—22 л/мин. Они очень просты в эксплуатации и могут непрерывно работать длительное время, снабжая водой потребителей. Известны мощные тараны, производительность которых достигает 150 л/с.

Вопросы для самопроверки

1. Понятие о коротких и длинных трубопроводах.
2. Расчет коротких трубопроводов.
3. Построение пьезометрической и напорной линий для коротких трубопроводов.
4. Гидравлический расчет сифонных трубопроводов.
5. Гидравлический расчет простых длинных трубопроводов.
6. Способы подачи воды по простому длинному трубопроводу.
7. Расчет длинного последовательно соединенного трубопровода.
8. Расчет параллельно соединенного трубопровода.
9. Расчет трубопроводов с непрерывной раздачей воды по пути.
10. Основы расчета разветвленной или тупиковой водопроводной сети.
11. Основы расчета замкнутых или кольцевых водопроводных сетей.
12. Неустановившееся движение воды в напорных трубопроводах.
13. Понятие об инерционном напоре и его определение в типичных случаях неустановившегося движения в напорных трубопроводах.
14. Характеристики прямого и непрямого гидравлического удара.
15. Повышение давления и напора при прямом гидравлическом ударе.
16. Определение скорости распространения ударной волны при прямом ударе.
17. Расчет повышения давления и напора при непрямом гидравлическом ударе.
18. Меры борьбы с гидравлическим ударом.
19. Гидравлический таран и принцип его работы.

Глава 9. ВОДОСЛИВЫ

§ 9.1. Классификация водосливов

Равномерное движение воды при стеснении русла какой-либо преградой или с боков переходит в неравномерное, а глубина воды в русле перед преградой или стеснением повышается (рис. 9.1). Она будет повышаться до тех пор, пока расход воды через стесненное живое сечение не станет равным расходу в нестесненном русле.

Преграда, стесняющая поток только снизу или с боков, или одновременно с боков и снизу, через которую происходит перелив воды называется *водосливом*. А движение воды в этом случае называется *истечением через водослив*.

Область потока 1 перед преградой (вверх по течению) называется *верхним бьефом*, а область потока 2 за преградой (вниз по течению) — *нижним бьефом*.

Тот участок преграды, на котором непосредственно происходит протекание воды называется *порогом*, или *гребнем водослива*.

Характерные параметры водосливов (рис. 9.2): b — ширина, или отверстие,

порога (длина водосливного фронта); δ — толщина порога водослива; P_B и P_n — высоты порога соответственно в верхнем и нижнем бьефах; при $P_B = P_n$ эту высоту обозначают через P ; H — геометрический напор на водосливе, который измеряется в сечении 1—1, где еще не сказывается понижение свободной поверхности потока (на расстоянии $l_b = (3...5)H$ от стенки водослива); B — ширина русла, в котором устроен водослив; V_0 — скорость подхода, то есть средняя скорость потока в сечении 1—1 с шириной русла B и глубиной потока $P_B + H$; H_0 — полный напор на водосливе, или напор с учетом скорости подхода,

$$H_0 = H + \frac{\alpha V_0^2}{2g}; \quad (9.1)$$

z — геометрический перепад на водосливе (разность отметок уровней воды в верхнем и нижнем бьефах); z_0 — полный перепад на водосливе, или перепад с учетом скорости подхода,

$$z_0 = z + \frac{\alpha V_0^2}{2g}. \quad (9.2)$$