

УСТАНОВИВШЕЕСЯ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ
В НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ

§ 5-1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ УКАЗАНИЯ

Будем рассматривать установившееся, равномерное (параллельноструйное), напорное, турбулентное движение любой жидкости в круглых цилиндрических неподвижных трубах. Такой случай движения жидкости характеризуется условиями, поясненными в § 3-21 (п. 1°; рис. 3-28).

Внутренний диаметр труб обозначаем через D , длину их через l . Гидравлические элементы живого сечения рассматриваемого потока:

$$\omega = \frac{\pi D^2}{4}; \quad \chi = \pi D; \quad R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{D}{4}. \quad (5-1)$$

Главнейшие уравнения, которыми ниже будем пользоваться:

1) уравнение неразрывности — уравнение баланса расхода (3-38)–(3-40);

2) уравнение Бернулли — уравнение баланса удельной энергии (3-101);

3) уравнения для определения потерь напора (см. следующий параграф).

Подчеркнем, что ниже будем иметь в виду исключительно случаи, отвечающие квадратичной области сопротивления.

Что касается трубопроводов, относящихся к доквадратичной области сопротивления и области гладких русел (труб), то расчет их отличается от расчетов, приводимых ниже, только тем, что при определении потерь напора вместо формулы Шези здесь приходится пользоваться исключительно формулой Вейсбаха–Дарси (4-70) и находить коэффициент трения λ , как указано в § 4-11.

§ 5-2. РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ НАПОРА

При расчете трубопроводов следует различать два случая.

1-й случай, когда местные потери напора отсутствуют или когда этими потерями можно пренебречь ввиду их малости сравнительно с потерями по длине (например, $\sum h_l$ составляет величину, меньшую 5% от потерь напора h_l).

В этом случае практически имеем только потери напора h_l , причем выражаем их через модуль расхода K согласно зависимости (4-105):

$$h_l = \frac{Q^2}{K^2} l, \quad (5-2)$$

где

$$\frac{Q^2}{K^2} = J. \quad (5-3)$$

Что касается величины K^2 , то для круглой трубы

$$K^2 = \omega^2 C^2 R = \left(\frac{\pi D^2}{4} \right)^2 C^2 \frac{D}{4} = \frac{\pi^2 C^2}{64} D^5, \quad (5-4)$$

где, согласно данным § 4-12, 5°,

$$C = f(n; R) = f\left(n; \frac{D}{4}\right). \quad (5-5)$$

Таблица 5-1

Значения модуля расхода K и коэффициента гидравлического трения λ для новых битумизированных чугунных труб при $\Delta = (0,10 \div 0,15)$ мм (квадратичная область сопротивления)

| D , мм | $K_{\text{мин}}$, л/с | $K_{\text{мин}}^2$, (л/с) ² | $K_{\text{ср}}$, л/с | $K_{\text{ср}}^2$, (л/с) ² | $K_{\text{макс}}$, л/с | $K_{\text{макс}}^2$, (л/с) ² | $\lambda_{\text{мин}}$ | $\lambda_{\text{ср}}$ | $\lambda_{\text{макс}}$ |
|----------|------------------------|---|-----------------------|--|-------------------------|--|------------------------|-----------------------|-------------------------|
| 50 | 12,16 | 147,9 | 12,47 | 156,5 | 12,80 | 163,8 | 0,0230 | 0,0242 | 0,0255 |
| 75 | 35,41 | $1,254 \cdot 10^3$ | 36,07 | $1,301 \cdot 10^3$ | 37,03 | $1,371 \cdot 10^3$ | 0,0209 | 0,0220 | 0,0230 |
| 100 | 74,96 | $5,619 \cdot 10^3$ | 76,16 | $5,800 \cdot 10^3$ | 77,70 | $6,037 \cdot 10^3$ | 0,0200 | 0,0208 | 0,0215 |
| 125 | 133,3 | $17,769 \cdot 10^3$ | 135,2 | $18,279 \cdot 10^3$ | 138,9 | $19,253 \cdot 10^3$ | 0,0190 | 0,0200 | 0,0206 |
| 150 | 214,2 | $45,882 \cdot 10^3$ | 219,3 | $48,092 \cdot 10^3$ | 227,8 | $51,893 \cdot 10^3$ | 0,0177 | 0,0191 | 0,0200 |
| 200 | 457,4 | $20,921 \cdot 10^4$ | 474,9 | $22,553 \cdot 10^4$ | 484,3 | $23,455 \cdot 10^4$ | 0,0165 | 0,0172 | 0,0185 |
| 250 | 833,3 | $69,439 \cdot 10^4$ | 845,7 | $71,521 \cdot 10^4$ | 859,3 | $73,840 \cdot 10^4$ | 0,0160 | 0,0165 | 0,0170 |
| 300 | 1334 | $17,796 \cdot 10^5$ | 1352 | $18,279 \cdot 10^5$ | 1387 | $19,238 \cdot 10^5$ | 0,0153 | 0,0161 | 0,0165 |
| 350 | 1986 | $39,442 \cdot 10^5$ | 2019 | $40,764 \cdot 10^5$ | 2065 | $42,642 \cdot 10^5$ | 0,0149 | 0,0156 | 0,0161 |
| 400 | 2801 | $78,456 \cdot 10^5$ | 2863 | $81,968 \cdot 10^5$ | 2924 | $85,498 \cdot 10^5$ | 0,0145 | 0,0151 | 0,0158 |
| 450 | 3817 | $14,569 \cdot 10^6$ | 3878 | $15,039 \cdot 10^6$ | 3924 | $15,398 \cdot 10^6$ | 0,0142 | 0,0148 | 0,0153 |
| 500 | 5020 | $25,200 \cdot 10^6$ | 5096 | $25,969 \cdot 10^6$ | 5193 | $26,967 \cdot 10^6$ | 0,0140 | 0,0145 | 0,0150 |
| 600 | 8079 | $65,270 \cdot 10^6$ | 8169 | $66,733 \cdot 10^6$ | 8377 | $70,174 \cdot 10^6$ | 0,0134 | 0,0141 | 0,0145 |
| 700 | 12008 | $14,419 \cdot 10^7$ | 12251 | $15,009 \cdot 10^7$ | 12596 | $15,866 \cdot 10^7$ | 0,0128 | 0,0136 | 0,0141 |
| 800 | 16949 | $28,727 \cdot 10^7$ | 17324 | $30,012 \cdot 10^7$ | 18897 | $35,710 \cdot 10^7$ | 0,0125 | 0,0132 | 0,0138 |
| 900 | 23069 | $53,218 \cdot 10^7$ | 23627 | $55,804 \cdot 10^7$ | 24177 | $58,453 \cdot 10^7$ | 0,0122 | 0,0128 | 0,0134 |
| 1000 | 30513 | $93,104 \cdot 10^7$ | 31102 | $96,733 \cdot 10^7$ | 31730 | $100,68 \cdot 10^7$ | 0,0120 | 0,0125 | 0,0130 |

Таблица 5-2

Значения модуля расхода K и коэффициента гидравлического трения λ для новых небитумизированных чугунных труб при $\Delta = (0,25 \div 1,00)$ мм (квадратичная область сопротивления)

| D , мм | $K_{\text{мин}}$, л/с | $K_{\text{мин}}^2$, (л/с) ² | $K_{\text{ср}}$, л/с | $K_{\text{ср}}^2$, (л/с) ² | $K_{\text{макс}}$, л/с | $K_{\text{макс}}^2$, (л/с) ² | $\lambda_{\text{мин}}$ | $\lambda_{\text{ср}}$ | $\lambda_{\text{макс}}$ |
|----------|------------------------|---|-----------------------|--|-------------------------|--|------------------------|-----------------------|-------------------------|
| 50 | 8,77 | 76,91 | 9,64 | 92,93 | 11,22 | 125,89 | 0,0300 | 0,0410 | 0,0490 |
| 75 | 26,24 | 688,54 | 28,42 | 807,70 | 33,23 | 1104,2 | 0,0260 | 0,0350 | 0,0416 |
| 100 | 56,40 | $3,1810 \cdot 10^3$ | 61,37 | $3,7663 \cdot 10^3$ | 70,94 | $5,0325 \cdot 10^3$ | 0,0240 | 0,0320 | 0,0380 |
| 125 | 102,32 | $10,469 \cdot 10^3$ | 110,59 | $12,230 \cdot 10^3$ | 125,93 | $15,858 \cdot 10^3$ | 0,0230 | 0,0300 | 0,0350 |
| 150 | 166,53 | $27,732 \cdot 10^3$ | 181,42 | $32,906 \cdot 10^3$ | 204,78 | $41,943 \cdot 10^3$ | 0,0220 | 0,0280 | 0,0330 |
| 200 | 359,35 | $1,2913 \cdot 10^5$ | 391,36 | $1,5288 \cdot 10^5$ | 429,20 | $1,8421 \cdot 10^5$ | 0,0210 | 0,0255 | 0,0300 |
| 250 | 649,83 | $4,2228 \cdot 10^5$ | 701,99 | $4,9280 \cdot 10^5$ | 770,71 | $5,9398 \cdot 10^5$ | 0,0200 | 0,0240 | 0,0280 |
| 300 | 1059,4 | $11,223 \cdot 10^5$ | 1128,3 | $12,724 \cdot 10^5$ | 1242,7 | $15,443 \cdot 10^5$ | 0,0190 | 0,0230 | 0,0262 |
| 350 | 1588,6 | $25,237 \cdot 10^5$ | 1684,8 | $28,383 \cdot 10^5$ | 1878,4 | $35,285 \cdot 10^5$ | 0,0180 | 0,0224 | 0,0252 |
| 400 | 2262,6 | $51,194 \cdot 10^5$ | 2394,4 | $57,312 \cdot 10^5$ | 2669,3 | $71,252 \cdot 10^5$ | 0,0170 | 0,0215 | 0,0242 |
| 450 | 3076,7 | $94,661 \cdot 10^5$ | 3260,9 | $106,34 \cdot 10^5$ | 3626,7 | $131,48 \cdot 10^5$ | 0,0168 | 0,0209 | 0,0235 |
| 500 | 4054,7 | $16,439 \cdot 10^6$ | 4283,3 | $18,347 \cdot 10^6$ | 4776,7 | $22,810 \cdot 10^6$ | 0,0165 | 0,0206 | 0,0230 |
| 600 | 6570,5 | $43,171 \cdot 10^6$ | 6860,5 | $47,066 \cdot 10^6$ | 7662,4 | $58,706 \cdot 10^6$ | 0,0160 | 0,0200 | 0,0221 |
| 700 | 9788,8 | $95,824 \cdot 10^6$ | 10259 | $105,25 \cdot 10^6$ | 11446 | $130,99 \cdot 10^6$ | 0,0155 | 0,0192 | 0,0212 |
| 800 | 13838 | $191,49 \cdot 10^6$ | 14543 | $211,47 \cdot 10^6$ | 16257 | $264,29 \cdot 10^6$ | 0,0150 | 0,0185 | 0,0207 |
| 900 | 18759 | $351,91 \cdot 10^6$ | 20035 | $401,36 \cdot 10^6$ | 22053 | $445,59 \cdot 10^6$ | 0,0147 | 0,0178 | 0,0203 |
| 1000 | 24603 | $605,31 \cdot 10^6$ | 26704 | $713,10 \cdot 10^6$ | 28895 | $834,92 \cdot 10^6$ | 0,0145 | 0,0170 | 0,0200 |

Согласно же данным § 4-12 и 4-10 для квадратичной области сопротивления

$$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} = f(\Delta_r) = f\left(\frac{\Delta}{D}\right). \quad (5-6)$$

Значение модуля расхода K и коэффициента гидравлического трения λ для бывших в эксплуатации чугунных труб при $\Delta = (1,0 \div 1,5)$ мм (квадратичная область сопротивления)

| D , мм | $K_{\text{мин}}$, л/с | $K_{\text{мин}}^2$ (л/с) ² | $K_{\text{ср}}$, л/с | $K_{\text{ср}}^2$ (л/с) ² | $K_{\text{макс}}$, л/с | $K_{\text{макс}}^2$ (л/с) ² | $\lambda_{\text{мин}}$ | $\lambda_{\text{ср}}$ | $\lambda_{\text{макс}}$ |
|----------|------------------------|---------------------------------------|-----------------------|--------------------------------------|-------------------------|--|------------------------|-----------------------|-------------------------|
| 50 | 8,13 | 66,10 | 8,43 | 71,07 | 8,77 | 76,91 | 0,0490 | 0,0530 | 0,0570 |
| 75 | 24,18 | 584,67 | 24,69 | 609,60 | 26,24 | 688,54 | 0,0416 | 0,0470 | 0,0490 |
| 100 | 52,41 | $2,7468 \cdot 10^3$ | 53,90 | $2,9052 \cdot 10^3$ | 56,40 | $3,1810 \cdot 10^3$ | 0,0380 | 0,0416 | 0,0440 |
| 125 | 95,23 | $9,0687 \cdot 10^3$ | 98,22 | $9,6472 \cdot 10^3$ | 102,32 | $10,469 \cdot 10^3$ | 0,0350 | 0,0380 | 0,0404 |
| 150 | 155,48 | $24,162 \cdot 10^3$ | 160,62 | $25,799 \cdot 10^3$ | 166,53 | $27,732 \cdot 10^3$ | 0,0330 | 0,0356 | 0,0380 |
| 200 | 336,59 | $1,1329 \cdot 10^5$ | 346,36 | $1,1997 \cdot 10^5$ | 359,35 | $1,2913 \cdot 10^5$ | 0,0300 | 0,0323 | 0,0342 |
| 250 | 607,73 | $3,6934 \cdot 10^5$ | 627,74 | $3,9406 \cdot 10^5$ | 649,83 | $4,2228 \cdot 10^5$ | 0,0280 | 0,0300 | 0,0320 |
| 300 | 990,26 | $9,8062 \cdot 10^5$ | 1017,8 | $10,359 \cdot 10^5$ | 1059,4 | $11,223 \cdot 10^5$ | 0,0262 | 0,0284 | 0,0300 |
| 350 | 1491,0 | $22,231 \cdot 10^5$ | 1534,6 | $23,550 \cdot 10^5$ | 1588,6 | $25,237 \cdot 10^5$ | 0,0252 | 0,0270 | 0,0286 |
| 400 | 2124,8 | $45,148 \cdot 10^5$ | 2195,5 | $48,202 \cdot 10^5$ | 2262,6 | $51,194 \cdot 10^5$ | 0,0242 | 0,0257 | 0,0275 |
| 450 | 2911,7 | $84,780 \cdot 10^5$ | 2980,9 | $88,858 \cdot 10^5$ | 3076,7 | $94,661 \cdot 10^5$ | 0,0235 | 0,0250 | 0,0262 |
| 500 | 3851,3 | $14,833 \cdot 10^6$ | 3954,0 | $15,634 \cdot 10^6$ | 4054,7 | $16,439 \cdot 10^6$ | 0,0230 | 0,0242 | 0,0255 |
| 600 | 6278,2 | $39,415 \cdot 10^6$ | 6415,0 | $41,152 \cdot 10^6$ | 6570,5 | $43,171 \cdot 10^6$ | 0,0221 | 0,0232 | 0,0242 |
| 700 | 9370,0 | $87,797 \cdot 10^6$ | 9531,2 | $90,840 \cdot 10^6$ | 9788,8 | $95,824 \cdot 10^6$ | 0,0212 | 0,0224 | 0,0232 |
| 800 | 13213 | $174,59 \cdot 10^6$ | 13487 | $181,910 \cdot 10^6$ | 13838 | $191,49 \cdot 10^6$ | 0,0207 | 0,0218 | 0,0227 |
| 900 | 17971 | $322,96 \cdot 10^6$ | 18297 | $334,78 \cdot 10^6$ | 18759 | $351,91 \cdot 10^6$ | 0,0203 | 0,0212 | 0,0221 |
| 1000 | 23731 | $563,16 \cdot 10^6$ | 24175 | $584,43 \cdot 10^6$ | 24603 | $605,31 \cdot 10^6$ | 0,0200 | 0,0207 | 0,0215 |

Отсюда видно, что модуль расхода является функцией шероховатости и диаметра трубы. Если рассматривать, например, чугунные трубы, имеющие определенную шероховатость, то можно сказать, что для них модуль расхода является функцией только диаметра трубы. Имея это в виду, для чугунных труб приводятся таблицы (см. табл. 5-1, 5-2, 5-3), в которых величины K (и K^2) даются в зависимости от D . По этим таблицам, зная D , можно определить K (или K^2); и, наоборот, зная K (или K^2), найти D .¹

Необходимо запомнить, что каждая чугунная труба характеризуется определенным численным значением K : если задан диаметр D , то, следовательно, задана и величина K (ее берут из упомянутых таблиц). Зная K^2 , по формуле (5-2) легко находим h_i . По формуле (5-2) можно решать и другие задачи; например, зная h_i , K и l , можем найти расход Q и т. п.

2-й случай, когда имеются местные потери напора $\sum h_j$, причем ими нельзя пренебрегать сравнительно с величиной h_i . Здесь величину h_i удобнее выражать через скоростной напор согласно зависимости Вейсбаха — Дарси (4-70):

$$h_i = \lambda \frac{l v^2}{D 2g}. \quad (5-7)$$

¹ Приводимые таблицы (табл. 5-1, 5-2, 5-3) составлены нами для диаметров труб D , предусмотренных сортаментом водопроводных чугунных труб. Высота выступов шероховатости Δ стенок труб определялась при составлении таблиц по табл. 4-2, при этом коэффициент гидравлического трения λ устанавливался по графику на рис. 4-25. Модуль

расхода вычислялся по формуле $K = \omega C \sqrt{R}$, где $C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}$. В данных таблицах помимо

средних (наиболее вероятных) значений $K_{\text{ср}}$ и $\lambda_{\text{ср}}$, приводятся еще крайние возможные («лимитные») значения: $K_{\text{мин}}$, $K_{\text{макс}}$, $\lambda_{\text{мин}}$, $\lambda_{\text{макс}}$. Средние значения определялись по среднеарифметической величине Δ .

Величину λ следует определять, как указано в § 4-11. Для случая чугунных водопроводных труб разного диаметра величины λ (относящиеся к квадратичной области сопротивления) приводятся в табл. 5-1, 5-2, 5-3.

Заметим, что под длиной l в формуле (5-7) обычно понимают длину всей трубы, предполагая здесь, что длины участков, на протяжении которых возникают местные потери напора, пренебрежимо малы (равны практически нулю).

Что касается местных потерь h_j , то каждая такая потеря определяется по зависимости Вейсбаха (4-164):

$$h_j = \zeta_j \frac{v^2}{2g} \quad (5-8)$$

§ 5-3. СЛОЖЕНИЕ ПОТЕРЬ НАПОРА. ПОЛНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ. ПОНЯТИЯ ДЛИННЫХ И КОРОТКИХ ТРУБОПРОВОДОВ

Представим на рис. 5-1 для примера некоторый трубопровод, имеющий по своей длине различные «местные препятствия» (в виде колена, задвижки, резкого расширения). Считаем, что расстояние между этими «препятствиями» достаточно велико: более $(20 \div 30)D$ (при этом взаимное влияние имеющихся «препятствий» практически отсутствует; в противном случае оба «препятствия» следует рассматривать в совокупности — как одно).

Полная потеря напора h_f на пути от сечения 1-1 до сечения 2-2 выразится в виде

$$h_f = h_l + \sum h_j.$$

Рассмотрим отдельно каждое слагаемое этого выражения.

1. Сумма местных потерь напора $\sum h_j$. Из рис. 5-1 видно, что

$$\sum h_j = h_k + h_3 + h_{p.p.} \quad (5-10)$$

где h_k — местная потеря в колене; h_3 — местная потеря в задвижке; $h_{p.p.}$ — местная потеря при резком расширении.

Согласно Вейсбаху,

$$h_k = \zeta_k \frac{v^2}{2g}; \quad h_3 = \zeta_3 \frac{v^2}{2g}; \quad h_{p.p.} = \zeta_{p.p.} \frac{v^2}{2g} \quad (5-11)$$

Следовательно,

$$\sum h_j = (\zeta_k + \zeta_3 + \zeta_{p.p.}) \frac{v^2}{2g}, \quad (5-12)$$

или в общем случае

$$\sum h_j = \frac{v^2}{2g} \sum \zeta_j \quad (5-13)$$

2. Потери напора по длине h_l . Эти потери выражаются формулой (5-7). Введем обозначение:

$$\frac{\lambda l}{D} = \zeta_l \quad (5-14)$$

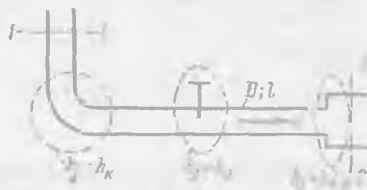


Рис. 5-1. Сложение потерь напора (при $D = \text{const}$)

При этом h_l представится в виде

$$h_l = \zeta_l \frac{v^2}{2g}, \quad (5-15)$$

где ζ_l можно назвать коэффициентом сопротивления по длине. Как видно из (5-15), h_l может быть выражена через скоростной напор.

3. Полная потеря напора h_f . Подставляя в формулу (5-9) зависимости (5-13) и (5-15), получаем:

$$h_f = \zeta_l \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} \sum \zeta_j \quad (5-16)$$

или

$$h_f = (\zeta_l + \sum \zeta_j) \frac{v^2}{2g}. \quad (5-17)$$

Вводя обозначение

$$\zeta_f = \zeta_l + \sum \zeta_j, \quad (5-18)$$

получаем, что

$$h_f = \zeta_f \frac{v^2}{2g}. \quad (5-19)$$

Это и есть окончательная формула для расчета полных потерь напора (когда учитывают величину h_l и величину $\sum h_j$).

Как видно, h_f также выражается через скоростной напор.

Новый коэффициент ζ_f , учитывающий все потери напора на данной длине потока, назовем полным коэффициентом сопротивления.

Таким образом, на протяжении всего изложения, касающегося определения потерь напора в трубах, было введено три разных коэффициента сопротивления:

- а) коэффициент местного сопротивления ζ_j для учета h_j ;
- б) коэффициент сопротивления по длине ζ_l для учета h_l ;
- в) полный коэффициент сопротивления ζ_f для учета h_f .

При помощи этих коэффициентов соответствующие потери напора выражаются через скоростной напор.

Случай трубопровода переменного диаметра. Выше величину h_f мы выражали через среднюю скорость v , имея трубу постоянного диаметра, что позволило величину скоростного напора в зависимостях (5-12) и (5-17) выносить за скобки.

Положим, что нам задан трубопровод переменного диаметра (рис. 5-2). Возникает вопрос, как в этом случае будут преобразовываться формулы (5-12) и (5-17).

Рассмотрим для примера сумму двух местных потерь, из которых первая (на резкое расширение) выражается через v_1 и вторая (на задвижку) — через v_2 :

$$\sum h_j = (\zeta_{p.p})_1 \frac{v_1^2}{2g} + (\zeta_3)_2 \frac{v_2^2}{2g}. \quad (5-20)$$

Первую местную потерю легко можно выразить также и через v_2 . Действительно,

$$v_1 = v_2 \frac{\omega_2}{\omega_1}; \quad (5-21)$$

следовательно,

$$(\zeta_{p,p})_1 \frac{v_1^2}{2g} = (\zeta_{p,p})_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \frac{v_2^2}{2g} = (\zeta_{p,p})_2 \frac{v_2^2}{2g}, \quad (5-22)$$

где

$$(\zeta_{p,p})_2 = (\zeta_{p,p})_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2. \quad (5-23)$$

Таким образом, видно, что все слагаемые, входящие в выражение $\sum h_p$, могут быть всегда выражены через одну и ту же скорость, даже если труба будет переменного диаметра. При этом придется изменять только величины ζ : умножить их на квадрат отношения соответствующих площадей ω .

Выразив все слагаемые в формуле (5-12) или (5-17) через одну и ту же скорость v , можем выносить в этих формулах скоростной напор за скобки так же, как и в случае трубопровода постоянного диаметра.

Понятия «длинного» и «короткого» трубопроводов. В случае достаточно длинных водопроводных труб величина $\sum h_j$ по сравнению с величиной h_l оказывается пренебрежимо малой, причем получается, что

$$h_f \approx h_l.$$

Такие трубы принято называть «длинными» в отличие от так называемых «коротких» труб, когда при расчете, помимо потерь напора по длине h_l , приходится учитывать еще местные потери напора $\sum h_j$.

В случае «длинных» трубопроводов при построении линий $E-E$ и $P-P$ обычно пренебрегают также и скоростным напором (ввиду его малости), считая, что напорная и пьезометрическая линии совпадают. Линия, в которую сливаются линии $E-E$ и $P-P$, в этом случае обычно называется пьезометрической линией.

Принято считать, что в случае городских водопроводных труб (диаметром до 200–500 мм) длинный трубопровод получается, когда его длина более 200–1000 м. При меньшей длине местные потери напора часто могут составлять уже величину более 3–5% от потерь h_l , причем их приходится учитывать.

А. КОРОТКИЕ ТРУБОПРОВОДЫ

§ 5-4. ПРОСТОЙ ТРУБОПРОВОД ПОСТОЯННОГО ДИАМЕТРА

Простым трубопроводом называется трубопровод, не имеющий боковых ответвлений.

1°. Случай истечения жидкости под уровень (рис. 5-3, а). Рассматриваем установившееся движение: скорость v в трубопроводе не изменяется во времени; разность Z уровней в сосудах A и B , соединяемых трубопроводом, постоянна (считаем, что в сосуд A жидкость все время каким-либо образом доливается, а из сосуда B — удаляется).



Рис. 5-2. Сложение потерь напора (при $D \neq \text{const}$)

Найдем величину расхода Q для трубопровода. С этой целью используем уравнение Бернулли, следуя той схеме, которая пояснялась ранее (см. стр. 115):

1) намечаем живые сечения 1-1 и 2-2 (рис. 5-3, а): для этих сечений известно давление ($p = p_a$) и, кроме того, известны скорости ($v_A \approx v_B \approx 0$);

2) намечаем плоскость сравнения OO ; эту плоскость удобно провести по сечению 2-2; при этом z_2 обратится в нуль;

3) пишем уравнение Бернулли

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h_f; \quad (5-24)$$

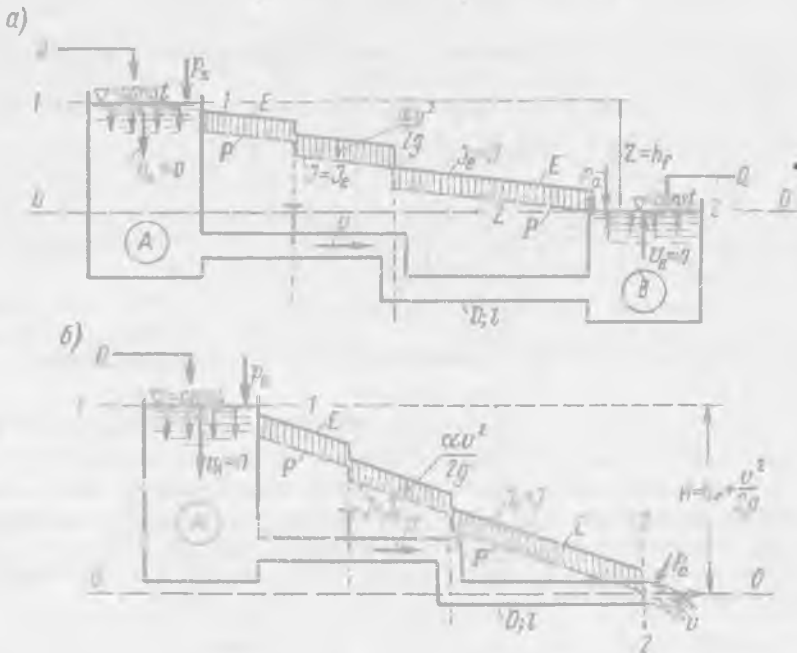


Рис. 5-3. Короткий трубопровод а — истечение под уровень, б — истечение в атмосферу

4) выясняем значения отдельных членов, входящих в это уравнение:

$$z_1 = Z; \quad v_1 = v_A = 0; \quad v_2 = v_B = 0; \quad p_1 = p_2 = p_a; \quad z_2 = 0; \quad \alpha \approx 1,0, \quad (5-25)$$

где Z — разность уровней жидкости в сосудах А и В;

5) подставляем (5-25) в (5-24); при этом получаем

$$Z = h_f. \quad (5-26)$$

Как видно, при истечении под уровень разность уровней Z целиком расходуется (тратится) на потери напора в трубе.¹

Выразим теперь потерю напора h_f через скорость v в трубе, используя формулу (5-19):

$$h_f = \zeta_f \frac{v^2}{2g}, \quad (5-27)$$

где ζ_f — полный коэффициент сопротивления для трубы.

¹ Это положение справедливо при условии, если будем пренебрегать скоростями v_A и v_B (или считать их равными), что выше мы и делали.

Подставляя (5-27) в (5-26), имеем

$$Z = \zeta_f \frac{v^2}{2g} \quad (5-28)$$

и, следовательно,

$$v = \frac{1}{\sqrt{\zeta_f}} \sqrt{2gZ}, \quad (5-29)$$

откуда

$$Q = \omega v = \frac{\pi D^2}{4} \frac{1}{\sqrt{\zeta_f}} \sqrt{2gZ}. \quad (5-30)$$

2°. **Случай истечения в атмосферу (рис. 5-3, б).** Здесь также рассматриваем установившееся движение: $v = \text{const}$; $H = \text{const}$, где H — превышение уровня жидкости в сосуде A над центром выходного сечения.

Используя уравнение Бернулли, сечения 1-1, 2-2 и плоскость сравнения OO намечаем, как показано на чертеже. Имеем

$$z_1 = H; v_1 = v_A = 0; v_2 = v; p_1 = p_2 = p_a; \alpha = 1,0. \quad (5-31)$$

Подставляя эти величины в уравнение Бернулли (5-24), получаем

$$H = h_f + \frac{v^2}{2g}, \quad (5-32)$$

где v — скорость в трубе, в частности в сечении 2-2.

Из рассмотрения (5-32) можно дать следующее правило: *при истечении в атмосферу напор H тратится (расходуется) на потери напора в трубе и на образование скоростного напора в выходном живом сечении.*

Выражая по-прежнему h_f формулой (5-27) и подставляя эту зависимость в (5-32), имеем

$$H = \zeta_f \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g}, \quad (5-33)$$

откуда

$$v = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_f}} \sqrt{2gH} \quad (5-34)$$

и, следовательно,

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_f}} \sqrt{2gH}. \quad (5-35)$$

3°. **Окончательные расчетные зависимости.** Формулы (5-30) и (5-35) можно соответственно представить в виде следующих расчетных зависимостей:

$$Q = \mu_r \omega \sqrt{2gZ}; \quad (5-36)$$

$$Q = \mu_r \omega \sqrt{2gH}, \quad (5-36'')$$

где μ_r равно:

а) при истечении под уровень [см. формулу (5-36')]

$$\mu_r = \frac{1}{\sqrt{\zeta_f}} = \frac{1}{\sqrt{\zeta_d + \sum \zeta_j}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda l}{D} + \sum \zeta_j}}; \quad (5-37)$$

б) при истечении в атмосферу [см. формулу (5-36'')]

$$\mu_r = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_f}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\lambda l}{D} + \sum \zeta_j}} \quad (5-38)$$

Коэффициент μ_r называется коэффициентом расхода трубопровода.

Формулами (5-36') и (5-36'') и следует всегда пользоваться при расчете коротких простых трубопроводов постоянного диаметра. По этим формулам можно решать следующие практические задачи: 1) даны D и Z (или H), требуется найти Q ; 2) даны D и Q , требуется найти Z (или H); 3) даны Q и Z (или H), требуется найти D . Последнюю задачу приходится решать подбором.

В отношении формулы (5-37) надо сделать следующее замечание.

При выводе ее мы располагали сечение 2-2 по уровню воды в сосуде B . При этом, составляя уравнение Бернулли (5-24), считали, что в полную потерю напора h_f входят не только потери напора в самой трубе, но потеря напора на выход из трубы, т. е. та потеря, которая имеет место за трубой — в пределах сосуда B . Поэтому перепад Z при истечении под уровень, строго говоря, равен не потерям напора в трубе, как условно отмечалось нами выше, а сумме потерь напора в трубе и в сосуде B .

Если бы при выводе формулы (5-37) сечение 2-2 намечалось не по уровню воды в сосуде B , а в конце самой трубы (так, как показано на рис. 5-3, б), то при этом для коэффициента расхода μ_r при истечении под уровень мы получили бы формулу того же вида, что и при истечении в атмосферу [см. формулу (5-38)]. Только в этой формуле под величиной ζ_f следовало бы понимать полный коэффициент сопротивления, подсчитанный без учета потерь напора на выход (т. е. без учета величины $\zeta_{\text{вых}}$).

Таким образом, при расчете истечения под уровень можно пользоваться двумя разными способами, дающими, однако, один и тот же конечный результат.

1-й способ: коэффициент μ_r определяется по формуле (5-37); при этом под ζ_f понимаем полный коэффициент сопротивления, включающий коэффициент $\zeta_{\text{вых}} = 1,0$.

2-й способ: коэффициент μ_r определяется, как и в случае истечения в атмосферу, по формуле (5-38); при этом под ζ_f понимаем полный коэффициент сопротивления, подсчитанный без учета величины $\zeta_{\text{вых}} = 1,0$.

Дополнительно надо обратить внимание еще на следующие два обстоятельства.

1) При рассмотрении коротких трубопроводов длина начального участка трубы (см. рис. 4-21) может быть соизмерима с длиной всей трубы. При таком положении поясненный выше расчет короткого трубопровода оказывается несколько условным, поскольку формулы равномерного движения, которыми мы пользовались выше, строго говоря, не являются справедливыми для начального участка, где имеет место особый закон распределения скоростей по живым сечениям (впрочем в некоторых случаях превышение потерь напора в пределах начального участка над потерями напора, возникающими при равномерном движении, может быть учтено коэффициентом сопротивления $\zeta_{\text{вх}}$).

2) В § 3-17 было показано, что уравнение Бернулли применимо только к тем сечениям трубопровода, для которых $z + \frac{p}{\gamma} = \text{const}$, т. е. к сечениям, в пределах которых

имеет место плавно изменяющееся движение.

Рассматривая сечение 2—2 на рис. 5-3, б, видим, что для этого сечения $z + \frac{p}{\gamma} \neq$

$\neq \text{const}$, поскольку как в верхней точке этого сечения, так и в нижней его точке давление равно p_a . Отсюда заключаем, что в данном сечении мы имеем резко изменяющееся движение, к которому уравнение Бернулли, строго говоря, неприменимо.

Более подробное рассмотрение вопроса об истечении жидкости из трубопровода в атмосферу приводит к следующим выводам (согласно А. И. Шварцу):

а) Эпюра скоростей l в пределах концевой участка трубы (длиной l_k ; см. рис. 5-4) деформируется (по течению) и приобретает в сечении 2—2 несимметричный вид 2, как то показано на рисунке.

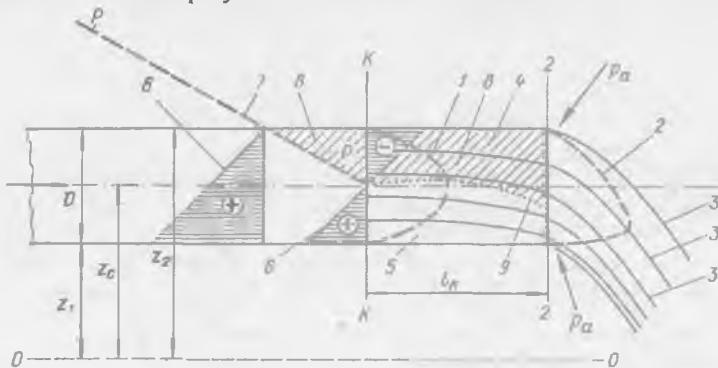


Рис. 5-4. Концевой участок трубы (при истечении в атмосферу)

1 — эпюра скоростей симметричная; 2 — то же, асимметричная; 3 — линия тока; 4 — элементарная струйка, верхняя расширяющаяся; 5 — то же, нижняя сужающаяся; 6 — эпюра давлений; 7 — пьезометрическая линия; 8 — область вакуума (покрыта наклонной штриховкой); 9 — приближенное положение линии атмосферного давления

б) В связи с этим линии тока 3 в пределах концевой участка должны искривляться, причем верхняя элементарная струйка 4 должна расширяться, а нижняя элементарная струйка 5 — сужаться. Напомним, что вдоль элементарной струйки расход $\delta Q = \text{const}$; поэтому при изменении скорости вдоль струйки площадь ее живого сечения также должна изменяться.

в) Рассматривая самую верхнюю расширяющуюся струйку 4, в конце которой давление атмосферное, видим, что в некотором сечении К—К этой струйки мы должны получить вакуум; для нижней же сужающейся струйки 5 будем иметь обратную картину (см. стр. 116—120).

г) В некотором предконцевом сечении К—К, удаленном от сечения 2—2 на расстояние l_k (где эпюра скоростей l имеет уже симметричный вид) давление распределяется по гидростатическому закону (см. эпюру давления 6 в этом сечении). Как видно, для сечения К—К имеем

$$z + \frac{p}{\gamma} = z_c = \text{const},$$

где z_c — возвышение оси трубы над плоскостью сравнения OO .

д) Вопрос о длине l_k концевой участка недостаточно исследован. Иногда длину l_k считают равной, например, $1,5 D$; однако такая рекомендация недостаточно проверена опытом. Вместе с тем ясно, что при относительно малом диаметре трубы длиной концевой участка (сравнительно с длиной всей трубы) можно пренебречь и условно считать, что предконцевое сечение К—К совпадает с выходным сечением 2—2. Именно этим допущением мы и пользовались при выводе уравнения (5-32).

Разумеется, в случае коротких труб большого диаметра вопрос о длине концевой участка, так же как и о длине начального участка (см. выше п. 1), может быть достаточно точно решен только на основании опытов.

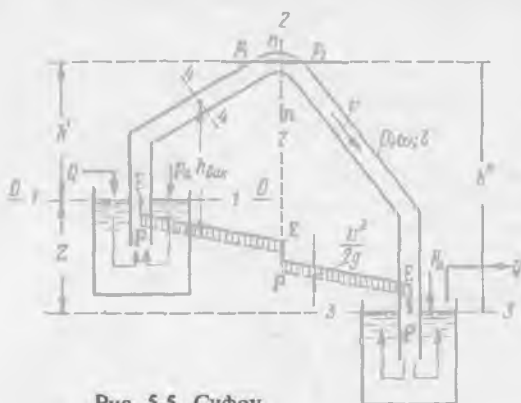
4°. Замечания о напорной и пьезометрической линиях. На рис. 5-3, а и б в соответствии с указаниями, приведенными на стр. 116—120, построены линии $E-E$ и $P-P$.

Подчеркнем, что строго говоря, эти линии в пределах участков, где возникают местные потери напора, являются кривыми. Однако в практике такого рода действительные кривые линии $E-E$ и $P-P$ аппроксимируют прямолинейными ломаными линиями, образованными отрезками: а) прямыми наклонными и б) прямыми вертикальными (в виде «ступеней»), расположенными в тех местах, где возникают местные потери (и, разумеется, в местах расположения вертикальных участков трубопровода). При указанной аппроксимации, например, линии $E-E$, вертикальные ступени этой линии (для не вертикальных участков трубопровода) выражают величину местных потерь напора (точнее говоря, превышение местных потерь напора над потерей напора по длине соответствующего участка трубы).

§ 5-5. ОСОБЫЕ СЛУЧАИ ПРОСТОГО ТРУБОПРОВОДА: СИФОН И ВСАСЫВАЮЩАЯ ТРУБА НАСОСА

1°. Сифон¹. Сифоном называется самотечная труба, часть которой расположена выше горизонта жидкости в сосуде, который ее питает (рис. 5-5).

Ограничимся рассмотрением истечения жидкости из сифона под уровень.



Найдем максимальную величину вакуума $(h_{\text{вак}})_{\text{макс}}$ в сифоне. С этой целью наметим по линии $n-n$, где ищем вакуум, сечение 2-2 и затем соединим сечения 1-1 и 2-2 уравнением Бернулли (плоскость сравнения проведем на уровне горизонта жидкости в левом сосуде):¹

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h'_f, \quad (5-39)$$

где

$$z_1 = 0; \quad z_2 = h'; \quad \frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma}; \quad \frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_n}{\gamma};$$

$$\frac{\alpha v_1^2}{2g} \approx 0; \quad \frac{\alpha v_2^2}{2g} \approx \frac{v^2}{2g}; \quad (5-40)$$

здесь v — скорость в трубе; p_n — давление в сечении $n-n$.

Потери напора h'_f на пути от сечения 1-1 до сечения 2-2 выражаем обычной зависимостью:

$$h'_f = \zeta'_f \frac{v^2}{2g}, \quad (5-41)$$

где ζ'_f — полный коэффициент сопротивления, учитывающий потерю напора не во всей трубе, а только от сечения 1-1 до сечения 2-2.

Подставляя (5-40) и (5-41) в (5-39), получаем:

$$\frac{p_a}{\gamma} = h' + \frac{p_n}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \zeta'_f \frac{v^2}{2g} \quad (5-42)$$

или

$$\frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_n}{\gamma} = h' + (1 + \zeta'_f) \frac{v^2}{2g}; \quad (5-43)$$

так как

$$\frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_n}{\gamma} = (h_{\text{вак}})_{\text{макс}}, \quad (5-44)$$

то

$$(h_{\text{вак}})_{\text{макс}} = h' + (1 + \zeta'_f) \frac{v^2}{2g}. \quad (5-45)$$

Пользуясь формулой (5-45), можно определить вакуум в любом сечении трубы, например в сечении 4-4. При этом в формуле (5-45) под величиной h' следует понимать только превышение сечения 4-4 над горизонтом жидкости в левом сосуде, а под величиной ζ'_f — полный коэффициент сопротивления, учитывающий потери напора от сечения 1-1 до сечения 4-4.

Из формулы (5-45) видно, что $(h_{\text{вак}})_{\text{макс}}$ зависит от h' ; если h' будет велико, то и $(h_{\text{вак}})_{\text{макс}}$ будет велико. При больших $(h_{\text{вак}})_{\text{макс}}$ струя в сифоне может разорваться, и сифон перестанет работать. Считают, что для нормальной работы сифона величина $(h_{\text{вак}})_{\text{макс}}$, вычисленная по формуле (5-45), должна быть такой, при которой удовлетворяется условие

$$(h_{\text{вак}})_{\text{макс}} \leq (h_{\text{вак}})_{\text{доп}}$$

¹ Предполагаем, что радиус поворота трубы в сечении $n-n$ достаточно велик. в связи с чем в этом сечении имеем плавноизменяющееся движение (схема на рис. 5-5 в этом месте выполнена с искажением).

где $(h_{\text{вак}})_{\text{доп}}$ — вакуум, допустимый по условиям невозможности образования разрыва турбулентной струи (характеризуемой пульсацией давления).

Величину $(h_{\text{вак}})_{\text{доп}}$ для воды (при нормальном атмосферном давлении) можно принять равной, например,

$$(h_{\text{вак}})_{\text{доп}} = 6 \div 7 \text{ м вод. ст.}$$

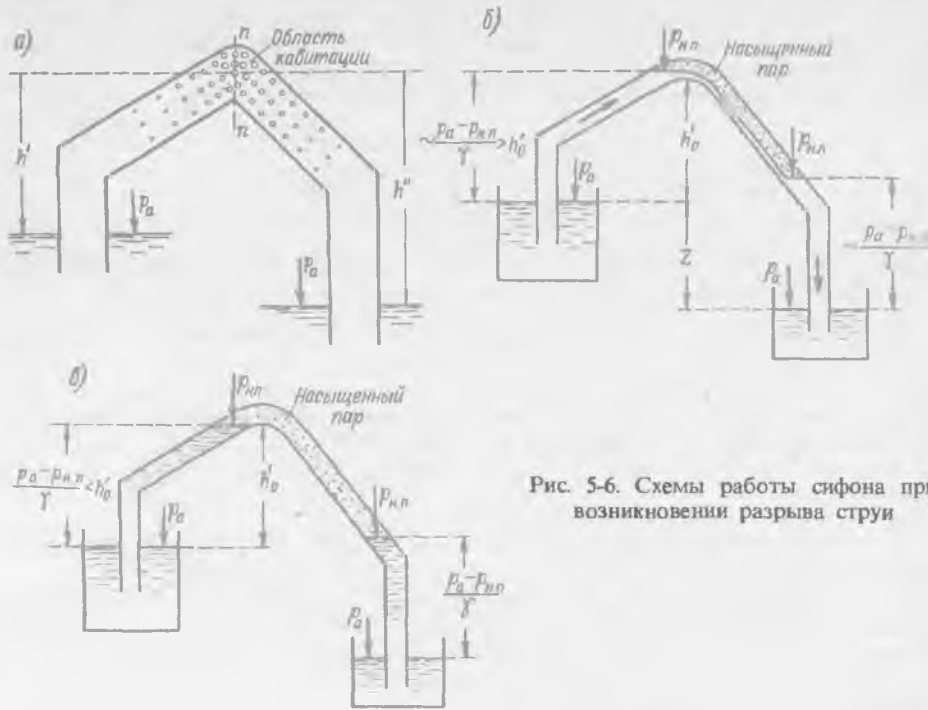


Рис. 5-6. Схемы работы сифона при возникновении разрыва струи

Анализируя вопрос о разрыве струи в сифоне, надо учитывать следующие обстоятельства.

1. В сифоне из жидкости должен выделяться растворенный воздух (в связи с уменьшением давления в районе сечения $n-n$; см. § 1-5). Этот воздух должен скопиться в виде воздушного «мешка» в верхней точке сечения $n-n$. Выпуск его через какой-либо клапан невозможен: при открытии отверстия (клапана) в районе сечения $n-n$ атмосферный воздух будет поступать в трубу, увеличивая воздушный «мешок». Этот «мешок» может быть удален из сифона только при помощи особого насоса.

2. В формулу (5-45) входит средняя скорость v , найденная исходя из осредненных во времени скоростей u . Поэтому $(h_{\text{вак}})_{\text{макс}}$ установленный по указанной формуле, является осредненным вакуумом. Мгновенный (актуальный) вакуум в какой-либо точке потока равен осредненному вакууму, увеличенному на так называемый пульсационный вакуум (являющийся или положительным, или отрицательным). Из сказанного ясно, что мгновенные вакуумы в отдельных точках потока могут значительно превосходить величину $(h_{\text{вак}})_{\text{макс}}$, вычисленную по формуле (5-45). Таким образом, можно утверждать, что кавитация потока (см. § 1-5) должна начаться ранее, чем осредненное давление p_m вычисленное по формуле (5-43), достигнет величины $p_{н.п}$ (давления насыщенных паров).

3. При достаточно большом h' движение жидкости в сифоне следует представлять себе по схеме на рис. 5-6, а: наибольший объем кавитационных паровоздушных областей (с давлением паров $p_{нп}$) имеет место в сечении $n-n$. По мере движения жидкости от сечения $n-n$ к выходу эти кавитационные области, увлекаемые потоком, закрываются и постепенно исчезают.

4. Увеличивая размер h' (поднимая трубу сифона над сосудами), можно получить условия, когда объем паровоздушной области увеличится настолько, что мы получим картину, приближающуюся к схеме на рис. 5-6, б. Очевидно, здесь рассматриваемая труба уже не работает как сифон, причем расход Q в этом случае вовсе не зависит от разности Z уровней жидкости в сосудах.

При дальнейшем увеличении h' произойдет полный разрыв струи, как показано на рис. 5-6, в.

5. Сечение $n-n$, где определялся максимальный вакуум, намечено на повороте (рис. 5-5). Условия движения жидкости на повороте носят особый характер (см. § 4-19); здесь возникают центробежные силы, которые способствуют: увеличению давления (а следовательно, уменьшению вакуума) в верхней точке и уменьшению давления (а следовательно, увеличению вакуума) в нижней точке трубы. Благодаря этому вакуум в нижней точке может оказаться больше, чем в верхней точке трубы. Всех этих обстоятельств, связанных с поворотом трубы, формула (5-45) не учитывает.

В заключение отметим, что напорная линия $E-E$ и пьезометрическая линия $P-P$ в случае сифона выглядят, как показано на рис. 5-5: например, первая «ступенька» линии $E-E$ выражает потерю напора на вход в трубу, потерю по длине до первого поворота трубы и потерю напора в этом повороте. Полная потеря напора в сифоне равна Z . Линия $P-P$ лежит ниже линии $E-E$ на величину $\frac{v^2}{2g}$.

Превышение верха трубы над линией $P-P$, измеренное в любом вертикальном сечении выражает наибольший вакуум в соответствующем сечении трубы.

2°. **Всасывающая труба насоса.** «Всасывающей трубой» насоса называется труба, по которой насос засасывает жидкость из бассейна (рис. 5-7). Эта труба обычно так же, как и сифон, характеризуется наличием вакуума.

Наибольшая величина вакуума будет непосредственно у насоса, перед его рабочим колесом¹ (в сечении 2-2). Такой вакуум можно найти, соединяя уравнением Бернулли сечение 1-1, намеченное по поверхности жидкости в бассейне, и сечение 2-2. Его можно также определить по формуле (5-45), подставив в эту формулу вместо h' величину a , означающую превышение оси насоса над горизонтом жидкости в бассейне, и вместо ζ_f величину ζ_f , т. е. полный коэффициент сопротивления, учитывающий потери напора во всей трубе. При этом получаем:

$$(h_{\text{вак}})_{\text{нас}} = a + (1 + \zeta_f) \frac{v^2}{2g}, \quad (5-46)$$

где $(h_{\text{вак}})_{\text{нас}}$ — вакуум перед рабочим колесом насоса.

Если $(h_{\text{вак}})_{\text{нас}}$ оказывается большим, то при этом возникает кавитация (см. § 1-5), которая обуславливает снижение коэффициента полезного действия насоса, а также эрозию лопастей насоса.

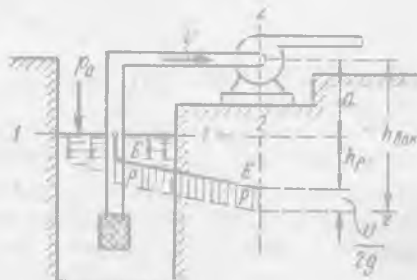


Рис. 5-7. Всасывающая труба насоса (потери напора во всасывающем клапане занижены — показаны не в масштабе)

¹ Имеется в виду центробежный насос

Различные типы насосов допускают различную величину вакуума. Обычно вакуум перед рабочим колесом насоса должен удовлетворять условию:

$$(h_{\text{вак}})_{\text{нас}} \leq 4,0 \div 6,5 \text{ м вод. ст.}$$

Величина допустимого вакуума зависит не только от типа насоса, но и от температуры и рода жидкости. С увеличением температуры жидкости величина допустимого вакуума снижается. (Поскольку с повышением температуры кавитация усиливается; см. § 1-5.) Например, при температуре воды, равной 60 °С, допустимый вакуум приобретает уже отрицательное значение (т. е. насос должен работать при давлении в воде, большем атмосферного).

Зная допустимый вакуум для данного насоса и данной жидкости $(h_{\text{вак}})_{\text{доп}}$, можно по формуле (5-46) найти предельное максимальное возвышение насоса над горизонтом жидкости в бассейне:

$$a_{\text{доп}} = (h_{\text{вак}})_{\text{доп}} - (1 + \zeta_f) \frac{v^2}{2g}. \quad (5-47)$$

Для горячей воды $a_{\text{доп}}$ может быть отрицательным; в этом случае насос приходится располагать ниже горизонта воды в колодце.

§ 5-6. ОСОБЫЕ СЛУЧАИ ПРОСТОГО ТРУБОПРОВОДА (ПРОДОЛЖЕНИЕ): ГОРИЗОНТАЛЬНАЯ И ВЕРТИКАЛЬНАЯ ВОДОСПУСКНЫЕ ТРУБЫ. РАЗЛИЧНЫЕ ВИДЫ ВАКУУМА

1°. **Напорная горизонтальная труба. Перепад восстановления. Аэрация напорного потока.** Рассмотрим здесь, в порядке исключения, не круглую, а прямоугольную трубу весьма большой ширины. Будем считать, что с

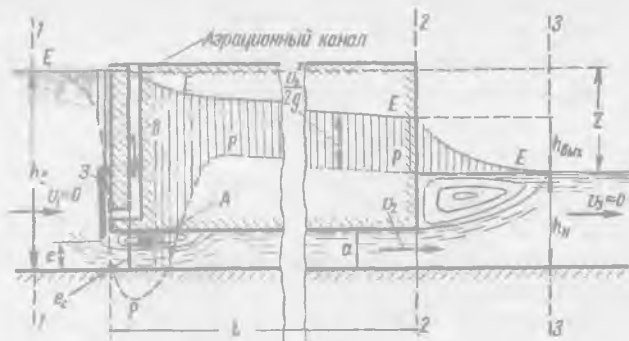


Рис. 5-8. Напорная труба

верховой стороны трубы установлен плоский затвор 3 (рис. 5-8), с низовой стороны устроен прямоугольный отводящий канал шириной, равной ширине трубы b , в связи с чем получаем так называемое плоское движение жидкости («плоскую задачу»; см. стр. 95).

Предположим, что нам заданы: глубины воды с верхней и нижней сторон трубы: h_n и h_n , а следовательно, и разность уровней $Z = h_n - h_n$; высота трубы a ; ее длина l ; открытие затвора e . Требуется определить расход Q .

Поскольку в данном случае имеем простой трубопровод постоянного сечения, причем истечение происходит под уровень, то для расчета пользуемся формулами (5-36) и (5-37). Коэффициент расхода трубопровода μ_t согласно (5-37) переписываем в виде

$$\mu_r = \frac{1}{\sqrt{\zeta_f}} = \frac{1}{\sqrt{\zeta_l + \sum \zeta_j}},$$

где для прямоугольной трубы [см. формулу (4-69)]

$$\zeta_l = \frac{\lambda l}{4R}, \quad (5-48)$$

причем здесь (см. § 4-12, п. 1°)

$$\lambda = \frac{8g}{C^2}; \quad R = \frac{ab}{2(a+b)} \approx \frac{ab}{2b} = \frac{1}{2}a; \quad (5-49)$$

что касается $\sum \zeta_j$, то

$$\sum \zeta_j = \zeta_{вх} + \zeta_{вых},$$

где при достаточно большой глубине h_n (сравнительно с a) величину $\zeta_{вых}$ можно принять равной 1,0; коэффициент сопротивления $\zeta_{вх}$ согласно формуле (4-134) равен:

$$\zeta_{вх} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_c} - 1 \right)^2 = \left(\frac{a}{e_c} - 1 \right)^2 = \left(\frac{a}{\epsilon_0 e} - 1 \right)^2, \quad (5-50)$$

где ϵ_0 — коэффициент вертикального сжатия струи, равный $\epsilon_0 \approx 0,6$ (см. далее § 12-13);

$$\omega_c = be_c = b\epsilon_0 e.$$

Приведенные формулы позволяют вычислить μ_r , а затем и Q по зависимости (5-36).

Так же просто, без подбора решается и задача по определению Z при заданных Q и a . Величину же a при заданных Q и Z приходится находить подбором или методом последовательного приближения.¹

Перепад восстановления² $Z_{вс}$. Согласно формуле (4-136) при выходе в бассейн больших размеров (рис. 5-8),³ когда $v_3 \approx 0$, весь скоростной напор потока в трубе теряется (переходит в потерю напора на выход):

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_{вых}. \quad (5-51)$$

Такое положение мы выше и имели, когда считали $\zeta_{вых} = 1,0$ и h_n весьма большим сравнительно с высотой a трубы.

В случае, когда h_n не столь велико ($v_3 \neq 0$), величина $\zeta_{вых}$ получается меньше единицы [см. (4-139)]⁴, причем не весь скоростной напор потока в трубе теряется (затрачивается на потерю напора $h_{вых}$). На рис. 5-9 представлена картина истечения, отвечающая этому случаю. Как видно из чертежа, здесь вместо формулы (5-51) получаем:

$$\frac{v_2^2}{2g} = h_{вых} + \frac{v_3^2}{2g} + Z_{вс}. \quad (5-52)$$

¹ При расчете подобных труб надо иметь в виду замечание, касающееся начального участка, приведенное в п. 3° § 5-4.

² Решение задачи о перепаде восстановления $Z_{вс}$ в общей форме было дано Е. А. Чугаевой [«Затопленное истечение воды через напорную трубу, уложенную под земляной насыпью». — Тр. ЛИИЖТ, вып. 165, 1959, с. 82 — 90].

³ На рис. 5-8 показаны три сечения: 1, 2, 3. Далее индексами 1, 2, 3 будут обозначаться величины, относящиеся соответственно к указанным сечениям.

⁴ В формуле (4-139) в данном случае следует понимать: под v_1 — скорость v_2 и под v_2 — скорость v_3 .

где $Z_{вс}$ — отрицательный («обратный») перепад свободной поверхности, т. е. высота поднятия этой поверхности на длине между сечениями 2-2 и 3-3. Величина $Z_{вс}$ характеризует также увеличение удельной потенциальной энергии при переходе от сечения 2-2 к сечению 3-3. Поэтому можно сказать, что в случае, когда скорость в отводящем русле достаточно велика, скоростной напор в трубе при выходе в нижний бьеф частично переходит в удельную потенциальную энергию или, как говорят, восстанавливается (в потенциальной форме).

Отрицательный перепад $Z_{вс}$ называется перепадом восстановления. Из зависимости (5-52) с учетом формулы Борда (4-138) и (4-139) получаем:

$$Z_{вс} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_3^2}{2g} - h_{вых} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_3^2}{2g} - \left(1 - \frac{v_3}{v_2}\right)^2 \frac{v_2^2}{2g} = \frac{v_2 v_3 - v_3^2}{g}. \quad (5-53)$$

Как видно, при расчете $h_{вых}$ по формуле Борда перепад $Z_{вс}$ равен нулю только тогда, когда $v_3 = 0$;¹ в остальных случаях, когда $v_3 > 0$,

$$Z_{вс} > 0.$$

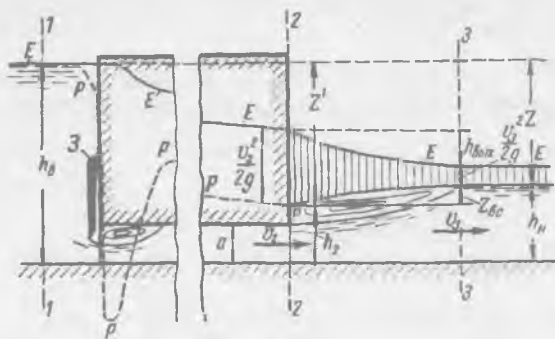


Рис. 5-9. Напорная труба
 $Z_{вс}$ — перепад восстановления

Ведя в данном случае расчет расхода Q по формулам (5-36) и (5-37), приходится величиной ζ_f , входящей в (5-37), учитывать потери напор: только до сечения 2-2; под величиной же Z , входящей в (5-36), следует в этом случае понимать перепад Z' (рис. 5-9):

$$Z' = Z + Z_{вс}, \quad (5-54)$$

поскольку именно Z' представляет собой разность уровней воды в сечениях 1-1 и 2-2. Отсюда вытекает необходимость знать величину $Z_{вс}$.

Предполагаем, что величины h_b , h_n , a , l нам заданы.

Общий метод отыскания перепада восстановления² $Z_{вс}$ заключается в совместном решении двух уравнений (рис. 5-9):³

1) уравнения Бернулли, которым соединяем сечения 1-1 и 2-2; причем получаем

$$\frac{Q}{h} = \varphi a \sqrt{2g(h_n - h_2)}, \quad (5-55)$$

где φ — обозначение:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{вых} + \zeta_l + 1}}; \quad (5-56)$$

2) гидравлического уравнения количества движения, которым соединяем сечения 2-2 и 3-3, причем получаем (считая, что в сечениях 2-2 и 3-3 давление распределяется по гидростатическому закону, и пренебрегая силами внешнего трения на длине потока между сечениями 2-2 и 3-3):⁴

$$\frac{2}{g} \left(\frac{Q}{h}\right)^2 \left(\frac{1}{a} - \frac{1}{h_n}\right) = h_n^2 - h_2^2, \quad (5-57)$$

что дает

$$\frac{Q}{h} = \sigma a \sqrt{\frac{h_n - h_2}{2} g \left(1 + \frac{h_2}{h_n}\right) \frac{1}{\sigma - 1}}, \quad (5-58)$$

¹ Случай $v_2 \leq v_3$ исключаем из рассмотрения.

² С перепадом восстановления приходится сталкиваться и при расчете других сооружений.

³ По уравнению (5-53), не зная Q , отыскать величину $Z_{вс}$, разумеется, невозможно.

⁴ Здесь также принимаем, что $\alpha_{0,1} = \alpha_{0,2} = \alpha = 1$.

где

$$\sigma = h_n/a. \quad (5-59)$$

Решая систему двух уравнений (5-55) и (5-58), получаем:

$$h_2 = \left[\frac{1}{2} N + \sqrt{\frac{1}{4} N^2 - N \frac{h_n}{h_n} + 1} \right] h_n, \quad (5-60)$$

где

$$N = 4\varphi^2 \left(\frac{1}{\sigma} - \frac{1}{\sigma^2} \right). \quad (5-61)$$

Вычислив по формуле (5-60) величину h_2 (см. рис. 5-9), находим $Z_{вс}$:

$$Z_{вс} = h_n - h_2. \quad (5-62)$$

В случае круглой трубы диаметром D решение по определению $Z_{вс}$ аналогично. Под величиной σ при этом решении следует понимать отношение

$$\sigma = \frac{b_0 h_n}{\omega},$$

где ω — площадь сечения трубы; b_0 — ширина транзитной струи в сечении 3—3 (значение b_0 должно быть задано).

Как показывает анализ величины $Z_{вс}$, учет ее при расчете напорных труб имеет смысл, когда

$$\frac{h_n}{a} < \sim 2,5 \div 3,0;$$

в противном случае величиной $Z_{вс}$ следует пренебрегать, считая $Z' = Z$.

Аэрация напорного потока. При входе в трубу (рис. 5-8) получаем водоворотную область A , характеризующуюся, как отмечалось ранее, интенсивной турбулентностью, а следовательно, и интенсивной пульсацией давления. Кроме того, в области A обычно получается большой вакуум, который обуславливает опасную кавитацию (могущую вызвать кавитационную эрозию затвора и стенок трубопровода).

Повышенная пульсация давления в области A в некоторых случаях может вызвать опасную вибрацию затвора. С тем чтобы снизить вакуум, а также вибрацию затвора, в область A по особому аэрационному каналу B подводят воздух, который, смешиваясь с водой (в виде отдельных «пузырьков»), создает непосредственно за затвором воздушно-водяную смесь; эта смесь, являясь сжимаемой, обуславливает снижение вибрации затвора (пузырьки воздуха являются как бы компенсаторами, демпферами).

При проектировании аэрационного канала B приходится определять размеры его поперечного сечения. При скоростях движения воздуха $v < 70$ м/с можно пренебречь сжимаемостью воздуха и рассчитывать его движение по зависимостям, относящимся к жидкости. Здесь только при определении λ (см. § 4-11) следует применять соответствующее значение ν (относящееся к рассматриваемому газу).

Разность давлений, под действием которой воздух по каналу должен поступать¹ в зону A , может быть найдена с помощью построенной пьезометрической линии $P-P$.

При решении данного вопроса приходится устанавливать величину расхода воздуха, обеспечивающую достаточную аэрацию потока. Этот вопрос, как и некоторые другие, связанные с проектированием входа потока в трубу, рассматривается в курсе гидротехнических сооружений.

2°. Напорная вертикальная труба. Будем рассматривать истечение в атмосферу (см. рис. 5-10, а, относящийся к идеальной жидкости,² и рис. 5-10, б, относящийся к

¹ При расчете движения газов величины z в уравнении Бернулли не учитывают и считают, что при $v = \text{const}$ движение газа происходит за счет разности давлений, а не за счет разности напоров (см. § 4-20).

² С тем, чтобы не усложнять схему, на рис. 5-10, а сжатие струи, получающееся при поступлении идеальной жидкости из сосуда в трубу (в сечении 2—2), не показываем.

вязкой, реальной жидкости).¹

Плоскость сравнения OO намечаем на уровне выходного сечения трубы 3-3. Напорную линию $E-E$ и пьезометрическую линию $P-P$ (отстоящую от напорной линии на расстоянии $\frac{\alpha v^2}{2g}$) в случае вертикальной трубы приходится строить, откладывая напоры и другие величины в горизонтальном направлении от некоторой вертикальной «плоскости отсчета» $O'O'$, как показано на чертеже.

Для реальной жидкости (рис. 5-10, б) скоростной напор

$$\frac{v_3^2}{2g} = H_{e1} - h_f = H - h_f, \quad (5-63)$$

где все обозначения указаны на чертеже.

Из формулы (5-63) получаем обычную зависимость для скорости истечения v_3 (5-34), причем расход можем найти по формуле (5-35).

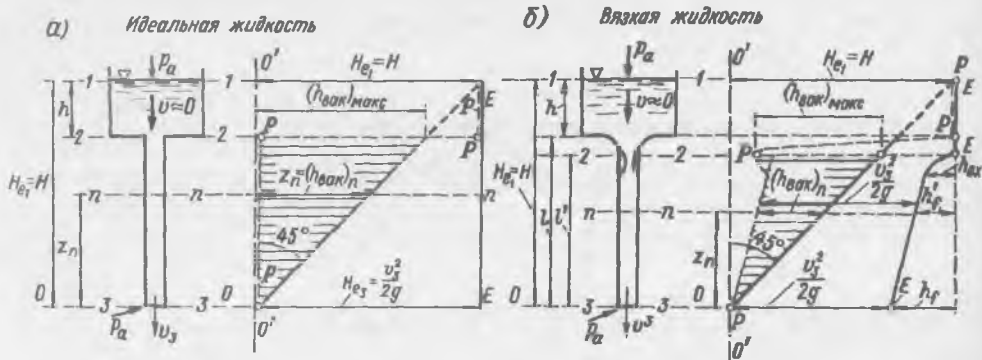


Рис. 5-10. Напорная вертикальная труба

Данный трубопровод, так же как и сифон, характеризуется наличием вакуума. Вакуум в некотором сечении $n-n$ (рис. 5-10, б)

$$(h_{\text{вак}})_n = z_n - \left(H - h_f' - \frac{v_3^2}{2g} \right), \quad (5-64)$$

где h_f' — полная потеря напора от сечения 1-1 до сечения $n-n$; z_n — показано на чертеже.

Максимальное значение вакуума $(h_{\text{вак}})_{\text{макс}}$ получим в сечении 2-2; принимая $l \approx l'$ и пренебрегая сжатием струи в сечении 2-2, имеем

$$(h_{\text{вак}})_{\text{макс}} = l + \frac{v_3^2}{2g} - H = l - h_f. \quad (5-65)$$

Как видно, с увеличением длины трубы l максимальный вакуум растет.

При больших величинах $(h_{\text{вак}})_{\text{макс}}$ в районе сечения 2-2 получаем относительно большой объем кавитационных областей (заполненных парами воды с давлением $p_{\text{нп}}$),² причем струя воды в сечении 2-2 разрывается, и получившийся разрыв заполняется насыщенными парами воды.

Предельная максимальная длина трубы, характеризующая отсутствием упомянутого разрыва, будет

$$l_{\text{пр}} = H + (h_{\text{вак}})_{\text{доп}} - \frac{v_3^2}{2g}, \quad (5-66)$$

¹ Минимальная длина l вертикальной трубы, а также начальные и граничные условия, обеспечивают образование потока жидкости (в трубе), представленного на рисунке.

² Кавитационные разрывы получаются в тех точках потока, где давление за счет пульсационного вакуума снижается до величины $p_{\text{нп}}$ — давления насыщенных паров.

где $(h_{\text{вак}})_{\text{доп}}$ — вакуум, допустимый по условиям отсутствия разрыва струи в сечении 2 — 2.

Из формулы (5-35) следует, что с увеличением длины трубы (а следовательно, с увеличением H) увеличивается также расход Q . Максимальное значение $Q_{\text{макс}}$ получаем при длине l , несколько большей $l_{\text{пр}}$, когда в сечении 2 — 2 возникает разрыв струи, причем истечение под действием напора h происходит непосредственно из сосуда в пространство, где давление равно $p_{\text{нп}}$ (возникающее в трубе в районе сечения 2 — 2).

При дальнейшем увеличении l расход остается постоянным, равным $Q_{\text{макс}}$.

Величина допустимого вакуума $(h_{\text{вак}})_{\text{доп}}$ в формуле (5-66) может приниматься той же, что и для сифонов (см. § 5-5).

3°. Различные виды вакуума. Определение понятия вакуума было дано в § 2-7. Из сказанного о вакууме на стр. 118 — 120, 220 — 224 видно, что следует различать:

1) максимальный вакуум, получающийся при заданных условиях в том или другом месте трубы; для данной точки пространства, занятого движущейся жидкостью, можно иметь в виду (при турбулентном режиме): а) осредненный (во времени) максимальный вакуум; б) мгновенный (актуальный) максимальный вакуум; в) максимальный пульсационный вакуум (положительный или отрицательный), представляющий собой разность соответствующих мгновенного и осредненного вакуумов в данной точке;

2) предельный вакуум, т. е. вакуум, отвечающий давлению $p = p_{\text{нп}}$ (см. § 1-5); для данной жидкости при заданной ее температуре нельзя получить вакуум больше предельного (в связи с возникновением в жидкости при давлении $p = p_{\text{нп}}$ кавитационных разрывов); при турбулентном движении, характеризующемся пульсацией вакуума, мгновенный (актуальный) вакуум не может быть больше предельного;

3) допустимый вакуум: а) или по условиям отсутствия опасной кавитационной эрозии стенок труб; б) или по условиям получения достаточного коэффициента полезного действия насоса; в) или по условиям отсутствия разрыва струи в трубопроводе и т. п.

Б. ДЛИННЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

§ 5-7. ПРОСТОЙ ТРУБОПРОВОД

Напомним (см. § 5-3), что в случае «длинных» трубопроводов местными потерями напора пренебрегаем; кроме того, считаем, что линия $E - E$ совпадает с линией $P - P$.

1°. Истечение под уровень (рис. 5-11).¹ Пьезометрическая линия $P - P$ (она же и напорная линия $E - E$) должна иметь вид, показанный на чертеже.

Чем больше скорость в трубе, тем больше потеря напора, а следовательно, и величина J . Поэтому при $D_1 < D_2$ пьезометрический уклон J_1 должен быть больше пьезометрического уклона J_2 .

Разность горизонтов жидкости в сосудах Z при истечении под уровень равна потере напора:

$$Z = h_{11} + h_{12} + h_{13}, \quad (5-67)$$

где h_{11} , h_{12} , h_{13} — потери напора по длине соответственно для 1, 2 и 3-й труб, показанных на чертеже.

¹ Рисунки 5-11 и 5-12 представлены в искаженном масштабе.

В случае длинных труб h_l определяется по формуле (5-2). Учитывая эту зависимость, (5-67) переписываем в виде

$$Z = \frac{Q^2}{K_1^2} l_1 + \frac{Q^2}{K_2^2} l_2 + \frac{Q^2}{K_3^2} l_3, \quad (5-68)$$

где K_1, K_2, K_3 — модули расходов для 1, 2 и 3-й труб; l_1, l_2, l_3 — длины этих труб; Q — расход, одинаковый для всех трех труб.

Вынося Q^2 за скобки, вместо (5-68) получаем

$$Z = Q^2 \sum \frac{l}{K^2}. \quad (5-69)$$

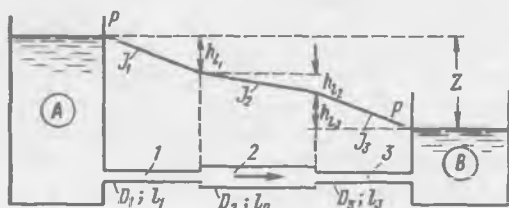


Рис. 5-11. Простой длинный трубопровод переменного диаметра ($J_1 > J_2$)

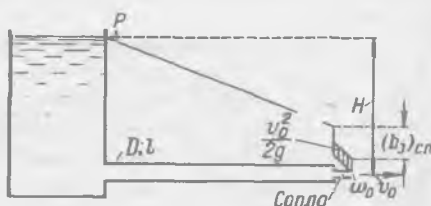


Рис. 5-12. Простой длинный трубопровод с соплом

откуда

$$Q = \sqrt{\frac{Z}{\sum \frac{l}{K^2}}}. \quad (5-70)$$

Пользуясь формулами (5-69) и (5-70), решаем различные задачи. Например, зная Z и имея заданным трубопровод, находим Q , или, имея заданными Q, l, K , находим Z и т. п.

2°. Истечение в атмосферу (рис. 5-12). Превышение горизонта жидкости в сосуде над выходным сечением трубы

$$H = h_l. \quad (5-71)$$

В случае длинных труб, пренебрегая вообще местными потерями напора, приходится иногда все же учитывать одну местную потерю — потерю в выходном сопле ($h_{j\text{сп}}$), где скорость может быть весьма велика (благодаря малой площади ω_0 поперечного сечения выходного сопла). В связи с этим зависимость (5-71) для трубопровода, представленного на рис. 5-12, следует переписать в виде

$$H = h_l + (h_{j\text{сп}}) + \frac{v_0^2}{2g}. \quad (5-72)$$

Выражая потерю напора в сопле $(h_{j\text{сп}})$ обычной зависимостью

$$(h_{j\text{сп}}) = \zeta_{\text{сп}} \frac{v_0^2}{2g}, \quad (5-73)$$

где $\zeta_{\text{сп}}$ — соответствующий эмпирический коэффициент сопротивления, формулу (5-72) представляем в виде

$$H = h_l + (1 + \zeta_{\text{сп}}) \frac{v_0^2}{2g}, \quad (5-74)$$

или в виде

$$H = h_l + \frac{v_0^2}{2g\mu_{\text{сп}}^2}, \quad (5-75)$$

где

$$\mu_{\text{сп}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{\text{сп}}}}. \quad (5-76)$$

Вместо зависимости (5-75) можем написать

$$H = \frac{Q^2}{K^2} l + \frac{Q^2}{\omega_0^2 2g\mu_{\text{сп}}^2}. \quad (5-77)$$

Если сопло нам задано, то величины ω_0 и $\mu_{\text{сп}}$ следует считать известными. Пользуясь формулой (5-77), решаем следующие задачи:

- 1) задан трубопровод (т. е. даны D и l) и задано Q ; требуется найти H ;
- 2) задан трубопровод и задано H ; требуется найти Q ;
- 3) заданы Q , H , l ; требуется найти D . В этом случае находим сперва модуль расхода K ; затем по этому модулю устанавливаем D .

Если сопла в конце трубопровода нет, то в этом случае обычно скоростным напором в выходном сечении можно пренебречь. При этом задачи решаются еще проще.

§ 5-8. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ И ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ ТРУБ

Отдельные трубы могут быть соединены последовательно или параллельно.

1°. Последовательное соединение. В этом случае (рис. 5-13) потеря напора от сечения A до сечения B будет

$$(h_l)_{AB} = h_{l1} + h_{l2} + h_{l3}, \quad (5-78)$$

т. е., как видно, при последовательном соединении труб для нахождения потери напора от сечения A до сечения B потери напора в отдельных трубах надлежит складывать.



Рис. 5-13. Последовательное соединение труб

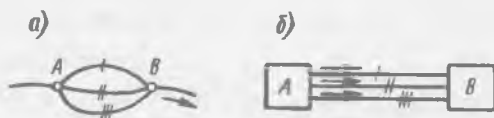


Рис. 5-14. Параллельное соединение труб

2°. Параллельное соединение. На рис. 5-14 показаны два примера параллельной работы труб. В этих случаях формула (5-78) оказывается неприменимой: потери напора в отдельных трубах при параллельном их соединении складывать нельзя.

Представим на рис. 5-15 схему рис. 5-14, а в увеличенном масштабе. Здесь мы имеем «сложный трубопровод». К узлам A и B этого трубопровода (где одна подводная труба переходит в три трубы и где эти три трубы снова переходят в одну трубу) мысленно приключим пьезометры Π_1 и Π_2 . Потеря напора¹ на пути от узла A до узла B будет

$$(h_l)_{AB} = (H_e)_A - (H_e)_B, \quad (5-79)$$

¹ Скоростным напором здесь пренебрегаем, так как рассматриваем длинные трубы.

где $(H_e)_A$ и $(H_e)_B$ — напоры соответственно в узлах A и B (рис. 5-15).

С другой стороны,

$$\left. \begin{aligned} h_{11} &= (H_e)_A - (H_e)_B; \\ h_{12} &= (H_e)_A - (H_e)_B; \\ h_{13} &= (H_e)_A - (H_e)_B, \end{aligned} \right\} \quad (5-80)$$

где h_{11} , h_{12} , h_{13} — потери напора соответственно на длине 1-й, 2-й и 3-й труб; величины же $(H_e)_A$ и $(H_e)_B$ в зависимости (5-80) можно рассматривать как напоры в начале и в конце каждой трубы (поскольку скоростным напором мы пренебрегаем).

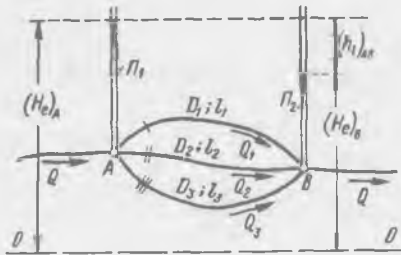


Рис. 5-15. К расчету параллельного соединения длинных труб

Учитывая (5-79) и (5-80), можем записать:

$$(h_i)_{AB} = h_{11} = h_{12} = h_{13} = (H_e)_A - (H_e)_B. \quad (5-81)$$

Как видно, *потери напора во всех трубах, соединенных параллельно, одинаковы.* Формулу (5-81) для расчета можно преобразовать следующим образом. Так как

$$h_i = \frac{Q_i^2}{K_i^2} l_i, \quad (5-82)$$

то вместо (5-81) имеем:

$$(h_i)_{AB} = \frac{Q_1^2}{K_1^2} l_1 = \frac{Q_2^2}{K_2^2} l_2 = \frac{Q_3^2}{K_3^2} l_3. \quad (5-83)$$

Соотношения (5-83) дают три уравнения:

$$\left. \begin{aligned} \text{(I)} \quad Q_1 &= K_1 \sqrt{\frac{(h_i)_{AB}}{l_1}}; \\ \text{(II)} \quad Q_2 &= K_2 \sqrt{\frac{(h_i)_{AB}}{l_2}}; \\ \text{(III)} \quad Q_3 &= K_3 \sqrt{\frac{(h_i)_{AB}}{l_3}}. \end{aligned} \right\} \quad (5-84)$$

Дополнительно можем написать четвертое уравнение:

$$\text{(IV)} \quad Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (5-85)$$

Если дано Q и заданы размеры отдельных трубопроводов (l и D), имеем систему четырех уравнений (I)–(IV) с четырьмя неизвестными: Q_1 , Q_2 , Q_3 , $(h_i)_{AB}$.

Решим приведенную систему уравнений. Подставляя в уравнение (IV) уравнения (I), (II), (III), получаем:

$$Q = K_1 \sqrt{\frac{(h_i)_{AB}}{l_1}} + K_2 \sqrt{\frac{(h_i)_{AB}}{l_2}} + K_3 \sqrt{\frac{(h_i)_{AB}}{l_3}} \quad (5-86)$$

или

$$Q = \sqrt{(h_i)_{AB}} \sum \frac{K}{\sqrt{l}}, \quad (5-87)$$

или

$$(h_i)_{AB} = \frac{Q^2}{\left(\sum \frac{K}{\sqrt{l}}\right)^2}. \quad (5-88)$$

Зная из (5-88) $(h_i)_{AB}$, по (5-84) находим Q_1 , Q_2 и Q_3 .

§ 5-9. ЗАДАЧА О ТРЕХ РЕЗЕРВУАРАХ

На рис. 5-16 представлены три резервуара (I, II, III), соединенные трубами. Обозначим через V_1, V_2, V_3 отметки горизонтов воды соответственно в I, II и III резервуарах, причем эти отметки будем считать постоянными (неизменными во времени).

Дано: $l_1; l_2; l_3; D_1; D_2; D_3$ (а следовательно, K_1, K_2, K_3); V_1, V_2, V_3 .

Требуется найти: а) направление движения воды в трубе 3 (направления движения воды в трубах 1 и 2 известны заранее); б) расходы Q_1, Q_2, Q_3 .

1°. О направлении движения воды в трубе 3. Покажем на чертеже пьезометрические линии для трех рассматриваемых труб, причем через V_0 обозначим отметку пьезометрической линии, отвечающую узловой точке O.

а) Если бак III питается водой из бака I, то вода по трубе 3 движется вверх, причем

$$V_0 > V_3;$$

б) если бак III сам питает бак II, то вода в трубе 3 движется вниз, причем

$$V_0 < V_3;$$

в) если в трубе 3 течения воды нет (бак III нейтрален), то

$$V_0 = V_3.$$

Чтобы установить, какой из трех перечисленных вариантов имеет место в данном конкретном случае, поступаем следующим образом:

1) задаемся условно величиной V_0 , равной V_3 :

$$V_0 = V_3.$$

2) В этом предположении, отвечающем случаю, когда бак III нейтрален, находим расходы Q_1 и Q_2 :

$$Q_1 = K_1 \sqrt{\frac{h_{l1}}{l_1}} = K_1 \sqrt{\frac{V_1 - V_0}{l_1}} = K_1 \sqrt{\frac{V_1 - V_3}{l_1}};$$

$$Q_2 = K_2 \sqrt{\frac{h_{l2}}{l_2}} = K_2 \sqrt{\frac{V_0 - V_2}{l_2}} = K_2 \sqrt{\frac{V_3 - V_2}{l_2}}.$$

3) Сопоставляем между собой найденные Q_1 и Q_2 . Если оказывается, что

$$Q_1 = Q_2,$$

то бак III в действительности не работает (он нейтрален), и поэтому

$$V_0 = V_3.$$

Если оказывается, что

$$Q_1 > Q_2,$$

то в действительности

$$V_0 > V_3,$$

т. е. бак III питается из бака I и, следовательно, вода по трубе 3 поднимается вверх.

Если оказывается, что

$$Q_1 < Q_2,$$

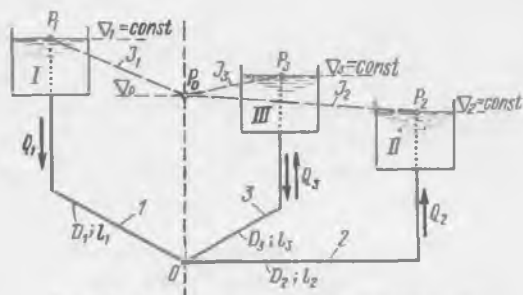


Рис. 5-16. К задаче о трех резервуарах

то в действительности

$$V_0 < V_3,$$

т. е. бак III питает бак II, причем вода в трубе 3 движется вниз.

2°. О величине расходов Q_1, Q_2, Q_3 . Предположим, что имеется случай, когда бак III питает бак II. Учитывая (5-82), составляем следующую систему четырех уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \text{(I)} \quad & V_1 - V_0 = \frac{Q_1^2}{K_1^2} l_1; \\ \text{(II)} \quad & V_3 - V_0 = \frac{Q_3^2}{K_3^2} l_3; \\ \text{(III)} \quad & V_0 - V_2 = \frac{Q_2^2}{K_2^2} l_2; \\ \text{(IV)} \quad & Q_1 + Q_3 = Q_2. \end{aligned} \right\}$$

Здесь имеются четыре неизвестных: V_0, Q_1, Q_2, Q_3 . Данная система уравнений может быть приведена к квадратному уравнению относительно разности $(V_3 - V_0)$ или разности $(V_0 - V_2)$. Эту систему можно решать также путем подбора (или методом последовательного приближения), задаваясь различными значениями V_0 . Найдя V_0 , легко затем определить и расходы Q_1, Q_2, Q_3 .

§ 5-10. ПОТЕРИ НАПОРА В СЛУЧАЕ РАСХОДА, ПЕРЕМЕННОГО ПО ДЛИНЕ ТРУБЫ

Выше всюду рассматривались случаи, когда расход жидкости вдоль трубы был постоянным: $Q = \text{const}$. Однако в практике могут встречаться трубы, по длине которых жидкость забирается на сторону, причем расход ее вдоль трубы изменяется.

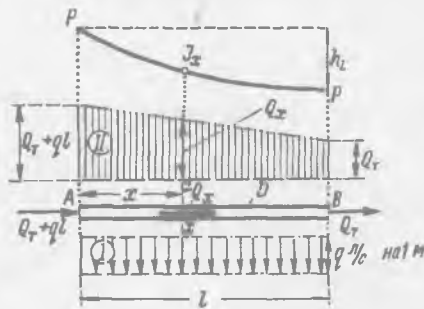


Рис. 5-17. Трубопровод с переменным расходом по длине

Рассмотрим случай, когда жидкость (вода) забирается из трубопровода равномерно по его длине. Такой случай представлен на рис. 5-17. На чертеже показана труба AB длиной l и диаметром D . Эпюра I изображает забор воды из данной трубы. Обозначим через q расход, отдаваемый трубой на сторону с одной единицы ее длины. Очевидно, при равномерной отдаче воды на сторону расход Q в трубе уменьшается по линейному закону. Имея это в виду, эпюру расходов воды в самой трубе в различных живых сечениях потока можно представить трапецией II : правая крайняя ордината этой эпюры выражает так называемый транзитный расход Q_T ; левая крайняя ордината этой эпюры выражает расход в начальном сечении трубы (в точке A); этот расход равен $Q_T + ql$. Если через Q_x обозначить расход в некотором живом сечении трубы xx , то можно сказать, что при изменении x от 0 до l расход Q_x будет изменяться (по линейному закону) от $(Q_T + ql)$ до Q_T , причем пьезометрический уклон J_x по мере уменьшения расхода будет также уменьшаться вдоль трубы. Имея в виду это обстоятельство, можем утверждать, что в данном случае пьезометрическая линия $P-P$ будет кривой линией, причем выпуклость ее будет направлена вниз.¹

Найдем потери напора h_f для трубы AB , имеющей расход Q , переменный по длине.

¹ Напомним, что в данном случае при построении линии $P-P$ скоростным напором пренебрегаем.

Для произвольного сечения трубы xx (рис. 5-17) имеем:

$$Q_x = (Q_T + ql) - qx. \quad (5-89)$$

Используя формулу (4-104), пишем:

$$dh_l = J_x dx = \frac{Q_x^2}{K^2} dx = \frac{[(Q_T + ql) - qx]^2}{K^2} dx. \quad (5-90)$$

Интегрируя последнее выражение в пределах $x = 0$ до $x = l$, получаем искомую величину h_l :

$$h_l = \int_{x=0}^{x=l} \frac{[(Q_T + ql) - qx]^2}{K^2} dx = \frac{1}{l} \int_{x=0}^{x=l} [(Q_T + ql) - qx]^2 dx \quad (5-91)$$

или

$$h_l = \frac{Q_{\text{расч}}^2}{K^2} l, \quad (5-92)$$

где $Q_{\text{расч}}$ — так называемый расчетный расход; величина этого расхода, согласно (5-91), должна удовлетворять условию:

$$Q_{\text{расч}}^2 = \frac{1}{l} \int_{x=0}^{x=l} [(Q_T + ql) - qx]^2 dx \quad (5-93)$$

или

$$Q_{\text{расч}}^2 = \frac{1}{l} \left[\int_{x=0}^{x=l} (Q_T + ql)^2 dx - \int_{x=0}^{x=l} 2(Q_T + ql)qx dx + \int_{x=0}^{x=l} q^2 x^2 dx \right], \quad (5-94)$$

или

$$Q_{\text{расч}}^2 = (Q_T + ql)^2 - (Q_T + ql)ql + \left(\frac{1}{\sqrt{3}} ql \right)^2. \quad (5-95)$$

Если транзитного расхода нет ($Q_T = 0$), то из (5-95) получаем:

$$Q_{\text{расч}} = \frac{1}{\sqrt{3}} ql = 0,58 ql. \quad (5-96)$$

При наличии транзитного расхода ($Q_T \neq 0$) расчетный расход, сообразуясь с зависимостями (5-95) и (5-96), находят по следующей формуле:

$$Q_{\text{расч}} \approx Q_T + 0,55 ql. \quad (5-97)$$

Таким образом, при наличии переменного расхода по длине трубы (изменяющегося по линейному закону, см. рис. 5-17) потерю напора h_l вычисляют по обычной зависимости (5-92), условно считая, что по длине рассматриваемой трубы имеется некоторый средний постоянный расход $Q_{\text{расч}}$, определяемый по формуле (5-97).

Как видно, используя аппарат гидравлики, в основу которого положено уравнение Бернулли, мы можем решать задачи и в случае, когда $Q \neq \text{const}$ вдоль потока. Однако для такого решения необходимо: а) предварительно задаться законом изменения расхода вдоль потока, б) пренебречь искривлением линий тока, обусловленным отводом (или подводом) воды к отдельным живым сечениям потока.

§ 5-11. РАСЧЕТ СЛОЖНОГО (РАЗВЕТВЛЕННОГО) НЕЗАМКНУТОГО ТРУБОПРОВОДА (ТРУБОПРОВОДНОЙ СЕТИ)

Различают следующие виды сложного трубопровода:

- а) незамкнутый, или, иначе, тупиковый (рис. 5-18);
- б) замкнутый, или, иначе, кольцевой (рис. 5-19).

В этом параграфе рассмотрим расчет незамкнутого сложного трубопровода (тупиковой водопроводной сети), питаемого из бака *Б*, установленного на водонапорной башне (рис. 5-18). Такой трубопровод состоит из магистрали (главной линии; см., например, линию 1-2-3-4) и ответвлений (линий второго порядка; см. линии 2-5 и 3-6).

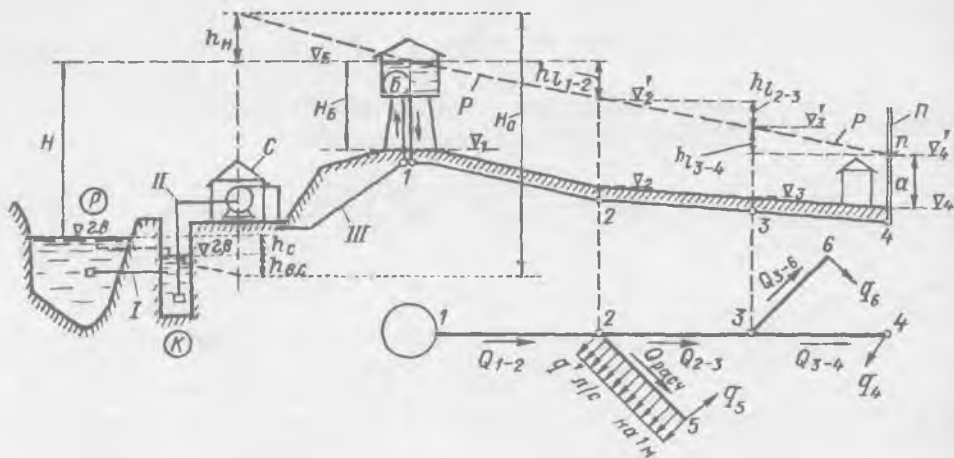


Рис. 5-18. Тупиковая (незамкнутая) водопроводная сеть

P — река (источник водоснабжения), *K* — береговой колодец, *C* — насосная станция, *Б* — водонапорная башня, *I* — самотечная труба, *II* — всасывающая труба, *III* — напорная труба, 1-2-3-4 — магистраль, 2-5 и 3-6 — ответвления. Потери напора: h_c — в трубе *I*, h_{bc} — в трубе *II*, h_N — в трубе *III*

1°. **Случай, когда высотное положение водонапорного бака не задано.**
Для гидравлического расчета рассматриваемой сети труб должны быть заданы:

- а) длины l отдельных труб и начертание сети их на плане местности в горизонталях;
- б) расчетные расходы воды, забираемые в отдельных точках сети: q_4, q_5, q_6 ;
- в) расход q' , забираемый с 1 м длины того или другого трубопровода (см. трубопровод 2-5);



Рис. 5-19. План замкнутой (кольцевой) сети
Б — водонапорная башня

г) минимально допустимые отметки горизонтов воды в воображаемых пьезометрах, приключенных к конечным точкам сети (точкам 4, 5, 6): V_4, V_5, V_6 . Задавая V_4, V_5, V_6 , мы тем самым задаем гидродинамические давления в точках 4, 5, 6, а также высоты a , на которые вода в этих точках может подняться («самотеком») над поверхностью земли, если трубопровод, как показано на рис. 5-18, проложен в земле (см., например, точку 4, где отметка поверхности земли обозначена через V_4).

В результате гидравлического расчета можем найти: диаметры труб, а также отметку горизонта воды в водонапорном баке, обеспечивающую подачу заданных расходов воды в заданные точки сети.

Общий ход расчета может быть намечен следующий.

1. Устанавливаем расчетные расходы для отдельных участков сети. Расчетный расход какого-либо участка сети должен равняться сумме расходов, забираемых из сети ниже (по течению) этого участка.

Например, расчетный расход для участка 3-4

$$Q_{3-4} = q_4;$$

расчетный расход для участка 1-2

$$Q_{1-2} = q_4 + q_5 + q_6 + q'l_{2-5};$$

расчетный расход для участка 2-5 согласно формуле (5-97) будет

$$Q_{2-5} = q_5 + 0,55q'l_{2-5}.$$

2. Выбираем линию трубопроводов, которую следует рассматривать как магистральную. В качестве магистрали намечаем линию: наиболее нагруженную расходами, наиболее длинную, характеризующую наибольшими отметками ∇ поверхности земли. Если магистраль будет намечена неудачно, то в конце расчета получим некоторую неувязку (см. ниже), причем расчет придется выполнять заново, задавшись новым направлением магистрали.

Расчет магистрали 1-2-3-4

1. Задаемся для отдельных участков магистрали так называемой экономической скоростью $v_{эк}$ (пояснение понятия скорости $v_{эк}$ см. в следующем пункте); эта скорость может быть принята равной $v_{эк} \approx 1,0$ м/с; вообще же говоря, данная скорость должна изменяться с изменением диаметра труб:

| | | | | |
|--------------------------|------|------|------|------|
| D , м | 0,10 | 0,20 | 0,25 | 0,30 |
| $v_{эк}$, м/с | 0,75 | 0,90 | 1,10 | 1,25 |

2. Установив скорости для отдельных участков магистрали, находим диаметры труб магистрали:

$$\omega = \frac{Q}{v_{эк}}; D' = \sqrt{\frac{4\omega}{\pi}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{эк}}};$$

полученное значение D' округляем до ближайшего (большого или меньшего) сортаментного значения D .

3. Зная для каждой трубы ее диаметр D и расход Q , определяем для всех участков магистрали потери напора по формуле:

$$h_l = \frac{Q^2}{K^2} l.$$

4. Имея величины h_l для отдельных участков магистрали, строим пьезометрическую линию $P-P$ (рис. 5-18). Построение этой линии начинаем с конца магистрали, зная отметку ∇_4 . Идя от точки n (см. чертеж) против течения и откладывая по вертикали вверх найденные величины $(h_l)_{3-4}$, $(h_l)_{2-3}$, $(h_l)_{1-2}$, получаем искомую линию $P-P$.

Определение отметки V_B горизонта воды в водонапорном баке. Пояснение понятия экономической скорости.

Построив пьезометрическую линию, легко можем написать следующую зависимость, по которой и определяем отметку Δ_B :

$$V_B = V'_4 + \sum h_i$$

где $\sum h_i$ — потери напора по длине всей магистрали.

Отметка V_B определяет высоту водонапорной башни H_B .

Поясним понятие экономической скорости, о которой говорилось выше.

Положим, что мы имеем магистраль, выполненную из труб определенного диаметра. Представим теперь, что этот диаметр постепенно уменьшается. При этом получаем следующее: скорости в магистральных трубах возрастают; потери напора в этих трубах растут; высота водонапорной башни H_B увеличивается; увеличивается также и высота H подъема воды насосами,¹ а следовательно, растет и мощность N насосов, зависящая от QH_0 , где $H_0 = H + h_c + h_{bc} + h_n$ (см. рис. 5-18).

Можно утверждать, что с уменьшением диаметра труб магистрали стоимость самой магистрали будет уменьшаться; стоимость же водонапорной башни и насосной станции будет увеличиваться; также будет увеличиваться и ежегодный расход электрической энергии на насосной станции (в связи с работой более мощных насосов).

При увеличении диаметра труб магистрали получаем обратную картину: стоимость самой магистрали растет, а стоимость башни и насосной станции (а также электроэнергия) уменьшается.

На основании сказанного был исследован вопрос о том, при каких именно скоростях в магистрали получается наиболее экономичное сооружение; в результате и были установлены величины приведенных выше так называемых экономических скоростей.

Расчет ответвлений

Построив пьезометрическую линию для магистрали, мы тем самым задали напоры в начале каждого ответвления. Например, напор в начале ответвления 3 — 6 определяется отметкой V'_3 ; напор в начале ответвления 2 — 5 определяется отметкой V'_2 .

В связи с этим обстоятельством расчет ответвлений принципиально отличается от расчета магистрали:

а) в случае магистрали напор в начале ее не был задан (отметка V_B не была задана); поэтому при расчете магистрали мы исходили из скорости $v_{э}$;

б) в случае ответвлений напор в начале их задан; задан также и напор в конце каждого ответвления; поэтому при расчете ответвлений исходим из заданной потери напора для каждого ответвления (разности напоров в начале и в конце ответвления).

Имея в виду сказанное, поступаем следующим образом (см. рис. 5-20, на котором для примера представлен продольный профиль по ответвлению 3 — 6):

а) определяем потерю напора в ответвлении:

$$h_1 = V'_3 - V'_6,$$

где V'_3 известна из расчета магистрали;

¹ Предполагается, что вода в водонапорный бак подается насосами, как показано на рис. 5-18.

б) переписываем формулу (5-2), служащую для определения потерь напора, в виде:

$$(K')^2 = Q^2 \frac{l}{h'_l};$$

по этой формуле находим K' ;

в) по соответствующим таблицам, зная K' , находим диаметр D' ; полученное значение D' округляем до ближайшего большего сортаментного значения D ;

г) по найденному значению D определяем модуль K и вычисляем действительные потери напора в ответвлении h_l .

Как видно из чертежа, благодаря округлению D' до большего значения D , потеря напора в ответвлении уменьшилась, причем пьезометрическая линия несколько поднялась; при округлении D' до меньшего сортаментного значения отметка ∇'_6 в точке б оказалась бы не обеспеченной.

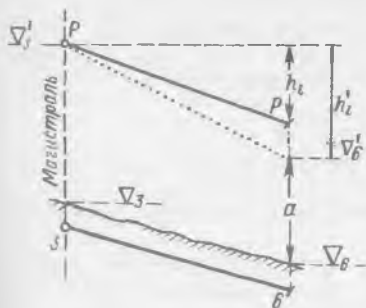


Рис. 5-20. Ответвление незамкнутой сети

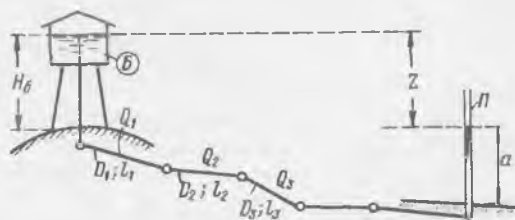


Рис. 5-21. К расчету магистрали при заданной высоте водонапорной башни

В заключение приведем следующее указание.

Если бы в начале расчета мы выбрали магистраль неудачно, то при расчете того или другого ответвления у нас получилось бы соотношение (см. пример ответвления 3-6 на рис. 5-20): $\nabla'_6 > \nabla'_3$. Такое соотношение показывает, что в конце ответвления 3-6 подать необходимый расход невозможно (соблюдая требования в отношении отметки ∇'_6). Поэтому при наличии указанного соотношения приходится задаваться новым направлением магистрали, идущим, например, по линии 1-2-3-6 на рис. 5-18 и снова повторять расчет.

2. **Случай, когда высотное положение водонапорного бака задаю.** Ограничимся рассмотрением только магистральной линии (рис. 5-21).

Положим, что для расчета имеются следующие исходные данные:

- а) длины труб l_1, l_2, \dots ;
- б) расходы воды в отдельных трубах Q_1, Q_2, \dots ;
- в) потеря напора Z в рассматриваемом трубопроводе.

В результате расчета требуется найти диаметры труб: D_1, D_2, D_3, \dots

Ход расчета

1. Обозначив через L длину магистрали: $L = l_1 + l_2 + l_3, \dots$, вычисляем средний пьезометрический уклон:

$$J_{\text{ср}} = Z/L.$$

2. Находим для каждого участка значение K (в первом приближении):

$$K_1 = \frac{Q_1}{\sqrt{J_{\text{ср}}}}; K_2 = \frac{Q_2}{\sqrt{J_{\text{ср}}}} \text{ и т. д.}$$

3. Исходя из найденных K , по таблице, выражающей зависимости $K = f(D)$, определяем:

- ближайшие меньшие сортаментные значения диаметра труб: D'_1, D'_2, D'_3, \dots
- ближайшие большие сортаментные значения диаметра труб: $D''_1, D''_2, D''_3, \dots$

4. Рассматриваем различные комбинации найденных сортаментных диаметров, например:

- 1-й вариант: D'_1, D''_2, D'_3, D''_4 и т. д.;
- 2-й вариант: D''_1, D'_2, D''_3, D'_4 и т. д.

Если число отдельных участков магистрали равно n , то число возможных комбинаций (вариантов) будет 2^n . Из этого числа вариантов по техническим соображениям мы должны отобрать только те из них, которые удовлетворяют условию:

$$\sum h_i \leq Z,$$

где $\sum h_i$ — сумма потерь напора для всех участков магистрали.

Очевидно, варианты, характеризуемые условием $\sum h_i > Z$ неприемлемы, так как в них при заданном Z требуемые расходы Q не будут обеспечиваться.

5. Из числа отобранных вариантов останавливаемся (по экономическим соображениям) на том, для которого масса трубопровода (т. е. величина $\Sigma l\beta$), где β — масса 1 м трубы данного диаметра) оказывается минимальной. Ясно, что трубопровод, имеющий наименьшую массу, будет иметь также и наименьшую стоимость.

§ 5-12. ЗАМЕЧАНИЯ О РАСЧЕТЕ СЛОЖНОГО ЗАМКНУТОГО ТРУБОПРОВОДА

Поясним только основной принцип расчета сложного замкнутого трубопровода (кольцевой водопроводной сети).

Рассмотрим сеть, имеющую одно кольцо (рис. 5-22, а). Если расходы воды забираются в точках 4 и 5 сети, как показано на чертеже, то направление движения воды во всех трубах, кроме трубы 4 — 5, нам известно заранее.

Положим, что для расчета нам заданы:

- длины всех труб;
- отметка горизонта воды в водонапорном баке, расположенном в точке 1;
- минимальные допустимые отметки горизонта воды в воображаемых пьезометрах, присоединенных к узловым точкам сети 3, 4, 5, 6;
- расходы q_4 и q_5 , забираемые из сети.

Требуется установить диаметры отдельных труб, а также построить пьезометрическую линию для трубопровода.

Рис. 5-22. К расчету замкнутого трубопровода

Первую задачу (определение диаметров труб) решаем путем ряда попыток. 1-я попытка. Задаемся: а) диаметрами отдельных труб; б) направлением движения воды в трубе 4 — 5, например, слева направо; в) распределением расхода q_5 между линиями 4 — 5 и 6 — 5; здесь считаем, что расход линии 4 — 5 равен ϵq_5 , а расход линии 6 — 5 равен $(1 - \epsilon)q_5$, причем задаемся величиной ϵ .

В рассматриваемом кольце труб имеются два разных потока: один против часовой стрелки (2 — 3 — 4), другой — по часовой стрелке (2 — 6 — 5). Задавись направлением движения воды по линии 4 — 5 слева направо, мы тем

самым назначим встречу двух указанных потоков в точке 5. Точка встречи двух потоков называется точкой водораздела или нулевой точкой.

Чтобы проверить, правильно ли мы задались диаметрами труб, положением точки водораздела и величиной ϵ , поступаем следующим образом.

Мысленно разрезаем наше кольцо по намеченной точке водораздела, причем получаем сеть, изображенную на рис. 5-22, б. Далее по обычным формулам подсчитываем потерю напора для линии 1-2-3-4-5' ($h_{1-2-3-4-5'}$) и для линии 1-2-6-5'' ($h_{1-2-6-5''}$). После этого сопоставляем между собой две найденные потери напора. Если $(h_f)_{1-2-3-4-5'} = (h_f)_{1-2-6-5''}$, то заключаем, что напоры в точках 5' и 5'' будут одинаковыми, что и должно быть, поскольку точки 5' и 5'' представляют собой физически одну точку 5 (рис. 5-22, а). Следовательно, получив указанное равенство, можем утверждать, что выше мы задались правильно как диаметрами труб D , так и величиной ϵ . Если указанное равенство не получается, то приходится изменять величины D и ϵ , а иногда и переносить точку водораздела в другую точку сети (в точку 4 на чертеже). При этом обращаемся ко 2-й, 3-й и последующим попыткам, добиваясь того, чтобы приведенное выше равенство было выдержано хотя бы приближенно.

МАТЕРИАЛЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ПО РАСЧЕТАМ НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ¹

I°. Задачи на расчет коротких трубопроводов.

№ 1. Имеем простой трубопровод постоянного диаметра (см. рис. 5-3, б). Истечение воды из сосуда A по этому трубопроводу происходит в атмосферу.

Дано: $Q = 40$ л/с; $l = 25$ м; $D = 150$ мм.

Требуется найти напор H .

Ответ. $H = 3,8$ м.

№ 2. Два резервуара A и B , наполненные водой, соединены трубопроводом постоянного диаметра. На трубопроводе имеется задвижка Лудло C с открытием $a/D = 0,5$ (рис. 5-23).

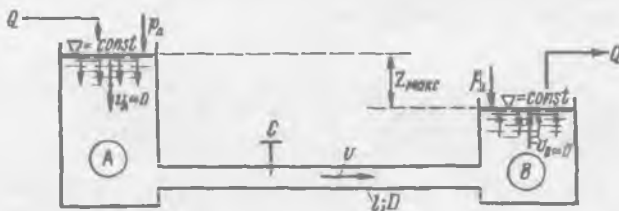


Рис. 5-23. К задаче № 2

Дано: $Q = 30$ л/с; $l = 25$ м; наибольшая допустимая разность горизонтов воды в резервуарах $Z_{\max} = 2,0$ м.

Требуется определить диаметр трубопровода D .

Решение. Для расчета пользуемся основной зависимостью (5-36):

$$Q = \mu_1 \omega \sqrt{2gZ}. \quad (A)$$

В этой формуле $\omega = f_1(D)$ и $\mu_1 = f_2(D)$, в связи с чем найти непосредственно диаметр D из уравнения (A) нельзя. Это уравнение приходится решать в отношении D подбором.²

¹ Предполагается, что рассматриваемые трубопроводы выполняются из чугунных труб, бывших в эксплуатации. При расчете (см. ниже) из табл. 5-3 берутся средние значения λ и K .

² Данное уравнение решается без подбора в отношении Q и в отношении Z , т. е. в случаях, когда D задано.

С этой целью переписываем (А) в виде:

$$\mu_1 \omega = \frac{Q}{\sqrt{2gZ}}; \quad (Б)$$

величина

$$\frac{Q}{\sqrt{2gZ_{\max}}} = \frac{0,030}{\sqrt{2 \cdot 9,80 \cdot 2,0}} = 0,0048 \text{ м}^2; \quad (В)$$

следовательно, искомая величина D должна удовлетворять условию

$$\mu_1 \omega \geq 0,0048 \text{ м}^2. \quad (Г)$$

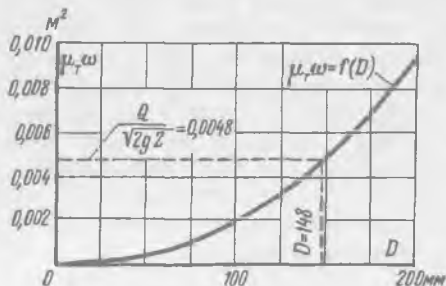


Рис. 5-24. К задаче № 2

Так как при истечении под уровень [см. формулу 5-37]

$$\mu_1 = \frac{1}{\sqrt{\zeta_r}} = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{1}{D} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{з}} + \zeta_{\text{вых}}}},$$

причем $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$ [см. формулу (4-163)], $\zeta_{\text{вых}} = 1,0$ [см. формулу (4-135)] и $\zeta_{\text{з}} = 5,3$ (см. табл. 4-15, стр. 199, то

$$\mu_1 \omega = \frac{\omega}{\sqrt{25 \frac{\lambda}{D} + 6,8}}. \quad (Д)$$

По полученной зависимости (Д) вычисляем величины $\mu_1 \omega$, задаваясь различными сортаментными диаметрами трубы. Все вычисления сводим в таблицу (форма 1).

По данным 1-й и 7-й строк таблицы (форма 1) строим на рис. 5-24 график

$$\mu_1 \omega = f(D).$$

Откладываем по вертикальной оси этого графика величину (В), определяем диаметр D , отвечающий Z_{\max} . Полученное таким образом D округляем до ближайшего большего сортаментного значения, т. е. до $D = 150$ мм.

Форма 1

| № строки | Величина или расчетная формула | Единица измерения | Задаваемые и найденные численные значения | | | | Примечания |
|----------|------------------------------------|-------------------|---|--------|--------|--------|--------------------------|
| | | | 0,200 | 0,150 | 0,125 | 0,100 | |
| 1 | D | м | 0,200 | 0,150 | 0,125 | 0,100 | — |
| 2 | $\omega = \frac{\pi D^2}{4}$ | м ² | 0,0314 | 0,0177 | 0,0123 | 0,0078 | — |
| 3 | λ | — | 0,0323 | 0,0356 | 0,0380 | 0,0416 | По табл. 5-3 (стр. 212), |
| 4 | $\frac{25\lambda}{D}$ | — | 4,05 | 5,94 | 7,60 | 10,40 | — |
| 5 | $\frac{25\lambda}{D} + 6,8$ | — | 10,85 | 12,74 | 14,40 | 17,20 | — |
| 6 | $\sqrt{\frac{25\lambda}{D} + 6,8}$ | — | 3,30 | 3,56 | 3,80 | 4,15 | — |
| 7 | $\mu_1 \omega$ | м ² | 0,0095 | 0,0050 | 0,0032 | 0,0019 | По формуле (Д) |

№ 3. Вода из бака А поступает в открытый резервуар В по трубопроводу, состоящему из труб разного диаметра (рис. 5-25).¹

Дано (см. чертеж): избыточное (сверхатмосферное) поверхностное давление в баке А равно $p_1 = 120$ кПа ($= 1,2$ кгс/см²); $H_A = 1,0$ м; $H_B = 5,0$ м; $l_1 = 20,0$ м; $l_2 = 30,0$ м; $D_1 = 150$ мм; $D_2 = 200$ мм

Требуется найти расход Q и построить напорную и пьезометрическую линии для трубопровода.

Решение. Напор Z , под которым вода движется из резервуара А в резервуар В (см. рис. 5-25),

$$Z = \left(\frac{p_1}{\gamma} + H_A \right) - H_B = (12,0 + 1,0) - 5,0 = 8,0 \text{ м.}$$

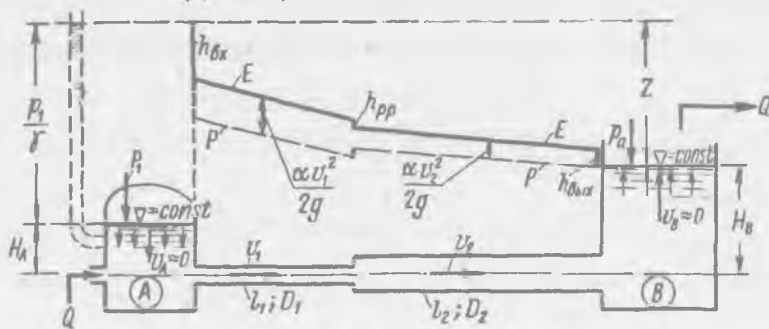


Рис. 5-25. К задаче № 3

Поскольку в нашем случае имеет место истечение под уровень, для расчета пользуемся формулой (5-36'), которую перепишем в виде:

$$Q = \mu_r \omega_1 \sqrt{2gZ}, \quad (\text{Е})$$

где

$$\mu_r = \frac{1}{\sqrt{\zeta_f}}. \quad (\text{Ж})$$

В нашем случае полный коэффициент сопротивления

$$\zeta_f = \sum \zeta_i + \sum \zeta_j = \zeta_{i_1} + \zeta_{i_2} + \zeta_{вх} + \zeta_{р.р} + \zeta_{вых}, \quad (3)$$

причем все коэффициенты должны быть приведены к одной и той же скорости, согласно зависимостям (5-20) – (5-23).

Поскольку в формулу для расхода Q мы ввели вместо ω площадь сечения первой трубы ω_1 , то указанные коэффициенты сопротивления ζ_i и ζ_j должны приводиться к скорости v_1 .

Имея в виду сказанное, для коэффициентов ζ_{i_1} , ζ_{i_2} , $\zeta_{р.р}$ и $\zeta_{вых}$ принимаем следующие зависимости:

$$\begin{aligned} \zeta_{i_1} &= \lambda_1 \frac{l_1}{D_1}; \\ \zeta_{i_2} &= \lambda_2 \frac{l_2}{D_2} \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 = \lambda_2 \frac{l_2}{D_2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4; \\ \zeta_{р.р} &= \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 = \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]^2; \\ \zeta'_{вых} &= \zeta_{вых} \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 = \zeta_{вых} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4. \end{aligned}$$

¹ Рисунок 5-25 выполнен не в масштабе.

Полный коэффициент сопротивления

$$\zeta_f = \lambda_1 \frac{l_1}{D_1} + \lambda_2 \frac{l_2}{D_2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4 + \zeta_{\text{вх}} + \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]^2 + \zeta_{\text{вых}} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4. \quad (\text{И})$$

Найдем величины λ и ζ , входящие в уравнение (И):

а) величина λ_1 для чугунной трубы, бывшей в эксплуатации, диаметром $D = 150$ мм, согласно табл. 5-3 (с. 212),

$$\lambda_1 = 0,0356;$$

б) величина λ_2 для такой же трубы, но диаметром $D = 200$ мм,

$$\lambda_2 = 0,0323;$$

в) величина $\zeta_{\text{вх}}$ для входа в трубу из бассейна больших размеров, согласно (4-163),

$$\zeta_{\text{вх}} = 0,5;$$

г) $\zeta_{\text{вых}}$ для выхода в бассейн больших размеров, согласно формуле (4-135),

$$\zeta_{\text{вых}} = 1,0.$$

Находим, согласно формуле (И), величину ζ_f и, согласно формулам (Е) и (Ж), величины μ_T и Q :

$$\zeta_f = \frac{0,0356 \cdot 20}{0,15} + \frac{0,0323 \cdot 30}{0,20} \left(\frac{0,15}{0,20} \right)^4 + 0,5 + \left[1 - \left(\frac{0,15}{0,20} \right)^2 \right]^2 + 1,0 \left(\frac{0,15}{0,20} \right)^4 = 5,91;$$

$$\mu_T = \frac{1}{\sqrt{5,91}} = 0,41; \quad Q = 0,41 \frac{3,14 \cdot (0,15)^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9,80 \cdot 8} = 0,091 \text{ м}^3/\text{с} = 91 \text{ л/с}.$$

Для построения напорной линии $E-E$ вычисляем отдельные потери напора:

$$h_{11} = \zeta_{11} \frac{v_1^2}{2g} = 4,75 \frac{5,15^2}{2 \cdot 9,80} = 4,75 \cdot 1,35 = 6,43 \text{ м};$$

$$h_{12} = 0,153 \cdot 1,35 = 0,207 \text{ м}; \quad h_{p,p} = 0,194 \cdot 1,35 = 0,262 \text{ м};$$

$$h_{\text{вх}} = 0,5 \cdot 1,35 = 0,675 \text{ м}; \quad h_{\text{вых}} = 0,315 \cdot 1,35 = 0,426 \approx 0,43 \text{ м}.$$

По этим данным строим линию $E-E$, показанную на рис. 5-25.

Пьезометрическую линию $P-P$ проводим ниже напорной на величину $\frac{v_1^2}{2g} = 1,35$ м

для первой трубы и на величину $\frac{v_2^2}{2g} = 0,43$ м для второй трубы (считаем $\alpha = 1,0$).

2*. Задачи на расчет длинных трубопроводов.

№ 4. На рис. 5-11 представлен длинный трубопровод, состоящий из труб разного диаметра. Трубопровод соединяет два резервуара A и B .

Дано (рис. 5-11): $Z = 9,0$ м; $l_1 = 1200$ м; $l_2 = 1500$ м; $l_3 = 1000$ м; $D_1 = 200$ мм; $D_2 = 250$ мм; $D_3 = 200$ мм.

Требуется найти расход воды Q .

Ответ: $Q = 20$ л/с.

№ 5. Вода из бака вытекает через длинную трубу постоянного диаметра в атмосферу. В конце трубы имеется сопло (см. рис. 5-12).

Дано: $Q = 40$ л/с; $l = 900$ м; $H = 22$ м; площадь поперечного сечения сопла $\omega_0 = 0,003$ м²; коэффициент расхода сопла $\mu_{\text{ср}} = 0,92$. Требуется найти диаметр трубы D .

Решение. Для расчета пользуемся зависимостью (5-77):

$$H = \frac{Q^2}{K^2} l + \frac{Q^2}{\omega_0^2 2g \mu_{\text{ср}}^2}$$

Из этой зависимости находим модуль расхода:

$$K = \sqrt{\frac{Q^2 l}{H - \frac{Q^2}{\omega_0^2 2g\mu_{\text{сп}}^2}}} = \sqrt{\frac{0,04^2 \cdot 900}{22 - \frac{0,04^2}{0,003^2 \cdot 2 \cdot 9,80 \cdot 0,92^2}}} = 0,357 \text{ м}^3/\text{с} = 357 \text{ л/с.}$$

Зная K , по табл. 5-3 (см. стр. 212) находим диаметр трубопровода $D = 200$ мм. Как видно, в качестве такого диаметра мы приняли сортаментный диаметр, дающий ближайшую к установленной выше величину K .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 5-1. Абелев А. С. Сельскохозяйственное водоснабжение и основы гидравлики. — Л.: Сельхозгиз, 1959.
- 5-2. Абрамов Н. Н., Поспелова М. М. Расчет водопроводных сетей. — М.: Госстройиздат, 1962.
- 5-3. Андрияшев М. М. Гидравлический расчет водопроводных сетей. — М.: Стройиздат, 1964.
- 5-4. Мошин Л. Ф. Методы технико-экономического расчета водопроводных сетей. — М.: Госстройиздат, 1950.
- 5-5. Симяков Г. В. Сифонные водосбросы (пособие к курсовому и дипломному проектированию). — Л.: из-дво ЛПИ им. М. И. Калинина, 1974.
- 5-6. Шевелев Ф. А. Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных, асбестоцементных и пластмассовых водопроводных труб. — М.: Стройиздат, 1970.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

РАВНОМЕРНОЕ БЕЗНАПОРНОЕ УСТАНОВИВШЕЕСЯ ДВИЖЕНИЕ ВОДЫ В КАНАЛАХ

§ 6-1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Ограничимся рассмотрением только турбулентного движения воды, относящегося к квадратичной области сопротивления (в доквадратичной области обычные каналы, встречающиеся в гидротехнической практике, могут работать относительно редко).

На рис. 3-29 (см. § 3-21) была представлена схема рассматриваемого движения, из которой видно, что уклон дна канала

$$i = \sin \theta, \quad (6-1')$$

поскольку величина l измеряется вдоль наклонной линии дна канала (угол θ см. на рисунке). Такое движение воды получается в искусственных цилиндрических каналах.

В том случае, когда канал имеет, в частности, земляное русло (что особенно часто встречается в практике) скорости v в канале назначаются сравнительно малыми (чтобы не получить размыва грунта); при этом и уклоны дна земляных каналов получаются также небольшими. В связи с этим для земляных (и некоторых других) каналов можно считать, что

$$i = \sin \theta \approx \text{tg } \theta. \quad (6-1'')$$

Как видно, здесь мы можем поступать следующим образом: а) расстояние l — измерять по горизонтали, б) живые же сечения потока считать вертикальными, измеряя глубины h — по вертикали (см. рис. 6-1). Очевидно, в этом случае рис. 6-1 (на котором дно канала показано с большим уклоном)