

Скорость распространения ударной волны определяется по формуле

$$C = \frac{\sqrt{E_0 \rho}}{\sqrt{1 + E_0 d / E \delta}}, \quad (1.145')$$

где  $d$  — диаметр трубы;  $E$  — модуль упругости материала стенок трубопровода (для стали  $E = 1,96 \cdot 10^{11}$  Па);  $\delta$  — толщина стенок трубопровода;  $E_0$  — модуль объемной упругости жидкости, для воды  $E_0 = 1,96 \cdot 10^9$  Па.

Из этой формулы видно, что гидравлический удар более опасен в трубопроводах с малым диаметром и меньшей эластичностью материала труб.

Для воды  $\sqrt{E_0 \rho} = 1425$  м/с, тогда для различных значений  $d$  и  $\delta$  скорость распространения ударной волны  $C$  будет равна:

$d$ , мм	$\delta$ , мм	$C$ , м/с	$d$ , мм	$\delta$ , мм	$C$ , м/с
50	7	1348	200	10,5	1209
100	8,5	1289	250	11,5	1187
150	9,5	1255	300	12,5	1167

Для предохранения трубопровода от вредного влияния гидравлического удара следует не допускать быстрого закрытия задвижек или применять дополнительные противоударные устройства в виде демпфирующих воздушных колпаков, уравнительных резервуаров.

## Глава 7. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

### 7.1. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ

Задача об истечении жидкости через отверстия — одна из основных в гидравлике и сводится к определению скорости истечения и расхода вытекающей жидкости.

В зависимости от размеров и формы различают малые и большие отверстия в тонкой и толстой стенках.

В зависимости от расположения отверстия и условий протекания жидкости различают совершенное и несовершенное, полное и неполное сжатие струи, истечение из затопленного и незатопленного отверстия при постоянном и переменном напоре.

*Малым отверстием* называется такое отверстие, у которого поперечный размер  $a$  менее  $0,1 H$  (где  $H$  — действующий напор).

*Большим отверстием* называется такое отверстие, у которого поперечный размер  $a$  более  $0,1 H$  (при круглом отверстии  $a = d$ ).

*Стенка* считается *тонкой*, когда отверстие в ней не оказывает влияния на форму и условия истечения струи (толщина стенки  $\delta < 3a$ ).

*Стенка* считается *толстой*, когда ее толщина больше в три раза поперечного размера отверстия, т. е.  $\delta > 3a$ .

*Совершенное сжатие* будет тогда, когда боковые стенки и дно резервуара не влияют на истечение жидкости, т. е. удалены от отверстия на расстояние, превышающее утроенный поперечный размер отверстия ( $l > 3a$ ).

*Сжатие* будет *несовершенным*, когда одна из боковых стенок резервуара или несколько стенок будут удалены от отверстия на расстояние меньше утроенного поперечного размера отверстия ( $l > 3a$ ).

Сжатие струи может быть полным (по всему периметру) и неполным, если отверстие частью периметра совпадает с боковыми стенками или дном резервуара.

*Отверстие* считается *незатопленным*, если истечение жидкости происходит в атмосферу.

Отверстие считается *затопленным*, если истечение происходит не в атмосферу, а под уровень жидкости.

Сначала рассмотрим истечение жидкости через малое незатопленное отверстие в тонкой стенке. Для определения скорости истечения и расхода жидкости составим уравнение Бернулли для сечений 1—1 и 2—2 относительно плоскости сравнения 0—0, проходящей через центр отверстия и сжатого сечения струи (рис. 1.43).

$$H + \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + h_w. \quad (1.146)$$

Потери напора в данном случае представляют собой местные потери на входе в отверстие, т. е.

$$h_w = \xi_{вх} \frac{v^2}{2g},$$

тогда

$$H + \frac{v_0^2}{2g} = (1 + \xi_{вх}) \frac{v^2}{2g}. \quad (1.147)$$

Решая полученное выражение (1.147) относительно скорости истечения  $v$ , получим

$$v = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{вх}}} \sqrt{2g \left( H + \frac{v_0^2}{2g} \right)}, \quad (1.148)$$

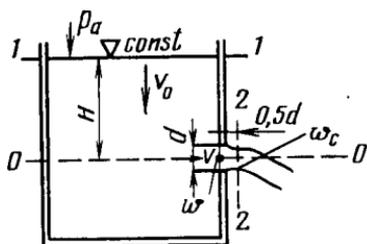


Рис. 1.43. К определению скорости истечения жидкости из отверстия в тонкой стенке.

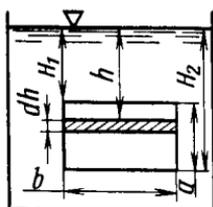


Рис. 1.44. К определению расхода через большие отверстия.

обозначив

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вх}}}} \quad \text{и} \quad H_0 = H + \frac{v_0^2}{2g},$$

окончательно находим

$$v = \varphi \sqrt{2gH_0}, \quad (1.149)$$

где  $\varphi$  — коэффициент скорости (для отверстия в тонкой стенке  $\varphi = 0,97$ ).

Обычно площадь резервуара намного больше площади отверстия  $\omega$ , поэтому скорость  $v_0$  практически незначительна и ею можно пренебречь.

Тогда формула (1.149) примет простой вид

$$v = \varphi \sqrt{2gH}. \quad (1.149')$$

Расход жидкости в сжатом сечении можно определить из уравнения неразрывности

$$Q = \omega_{\text{сж}} v. \quad (1.150)$$

Но практически удобнее пользоваться вместо  $\omega_{\text{сж}}$  площадью отверстия  $\omega$ , между которыми есть связь  $\omega_{\text{сж}} = \epsilon \omega$  (где  $\epsilon$  — коэффициент сжатия для малых отверстий, равный 0,6—0,64).

Таким образом можно записать

$$Q = \epsilon \varphi \omega \sqrt{2gH}. \quad (1.151)$$

Обозначив  $\mu = \epsilon \varphi$ , получим

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (1.152)$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода.

На основании опытов установлено, что для малого отверстия в тонкой стенке  $\mu$  колеблется от 0,59 до 0,63 или в среднем  $\mu = 0,61$ .

При истечении жидкости через большое отверстие прямоугольной формы скорость движения по его высоте  $a$  будет различна (рис. 1.44), поэтому сначала найдем расход, проходящий через малое отверстие высотой  $dh$  на глубине  $h$  под свободной поверхностью жидкости и шириной  $b$ , в котором скорость можно считать одинаковой:

$$dQ = \mu b dh \sqrt{2gh}. \quad (1.153)$$

Расход через большое отверстие будет равен:

$$Q = \mu b \sqrt{2g} \int_{H_1}^{H_2} h^{1/2} dh, \text{ или} \quad (1.154)$$

$$Q = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g} (H_2^{3/2} - H_1^{3/2}). \quad (1.155)$$

Для затопленного отверстия формулы для определения скорости и расхода имеют тот же вид, что и для незатопленного отверстия. Разница заключается в том, что под величиной  $H$  подразумевается в случае затопленного отверстия не глубина погружения, а разность уровней в резервуарах.

При истечении жидкости при переменном напоре требуется определить время  $t$ , при котором уровень свободной поверхности жидкости понизится с положения 1 до положения 2 (рис. 1.45).

Составим уравнение исходя из условия равенства уменьшения объема жидкости в резервуаре и объема истечения:

$$-\Omega dh = \mu \omega \sqrt{2gh} dt, \quad (1.156)$$

где знак «минус» в левой части уравнения означает уменьшение объема жидкости в резервуаре;  $\Omega$  — площадь сечения резервуара;  $dh$  — изменение уровня воды за время  $dt$ .

Решая (1.156) относительно  $dt$ , получим

$$dt = - \frac{\Omega dh}{\mu \omega \sqrt{2gh}},$$

проинтегрируем это выражение

$$t = - \int_{H_1}^{H_2} \frac{\Omega dh}{\mu \omega \sqrt{2gh}} = \frac{\Omega}{\mu \omega \sqrt{2g}} \int_{H_1}^{H_2} h^{-1/2} dh$$

и окончательно получим

$$t = \frac{2\Omega (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu \omega \sqrt{2g}}. \quad (1.157)$$

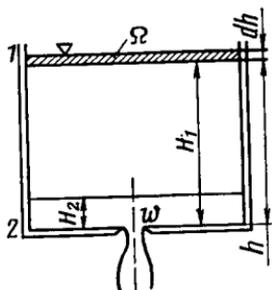


Рис. 1.45. Истечение через малое отверстие при переменном напоре.

Время полного опорожнения резервуара, т. е.  $H_2=0$  и  $H_1=H$ , будет

$$t = \frac{2Q \sqrt{H}}{\mu\omega \sqrt{2g}}. \quad (1.158)$$

Время истечения того же объема при постоянном напоре, т. е.  $H = \text{const}$ ,

$$t = \frac{W}{Q} = \frac{QH}{\mu\omega \sqrt{2gH}} \frac{\sqrt{H}}{\sqrt{H}} = \frac{Q \sqrt{H}}{\mu\omega \sqrt{2g}}, \quad (1.159)$$

где  $W$  — объем жидкости в резервуаре.

При сравнении формул (1.159) и (1.158) видим, что время истечения одного и того же объема жидкости при переменном уровне в 2 раза больше, чем при постоянном.

## 7.2. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ НАСАДКИ

**Общие сведения.** С целью увеличения пропускной способности отверстия, уменьшения или увеличения кинетической энергии вытекающей струи применяют насадки. *Насадками* называются короткие трубы длиной, равной 3—4 диаметрам, присоединенные к отверстию в тонкой стенке какого-либо резервуара. Насадки бывают трех типов (рис. 1.46): цилиндрические внешние (*a*) и внутренние (*б*), конически сходящиеся (*в*) и расходящиеся (*г*) и коноидальные (*д*). Все насадки, как и отверстия, могут работать в затопленном и незатопленном режиме, истечение жидкости через них может быть как при постоянном напоре, так и при переменном.

Расход для всех типов насадков определяется по тем же зависимостям, что и для отверстий в тонкой стенке, т. е. для незатопленных насадков при постоянном напоре

$$Q = \mu\omega \sqrt{2gH_0},$$

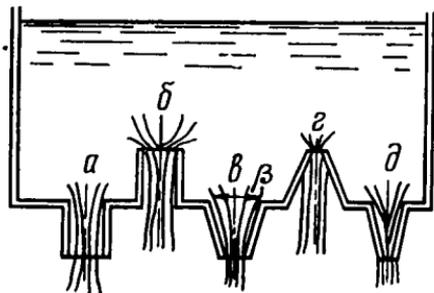


Рис. 1.46. Типы насадков:

*a* — внешний цилиндрический насадок (насадок Вентури); *б* — внутренний цилиндрический насадок (насадок Борда); *в* — конически сходящийся насадок; *г* — конически расходящийся насадок; *д* — коноидальный насадок.

а для затопленных насадков при постоянном напоре

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gz_0},$$

где  $H_0$  — напор над центром тяжести выходного отверстия с учетом скорости подхода;  $z_0$  — разность уровней верхнего и нижнего бьефов с учетом скорости подхода;  $\mu = \epsilon \varphi$  — коэффициент расхода, зависящий от типа насадка (см. ниже).

Тип насадка и отверстия	$\epsilon$	$\varphi$	$\mu$	$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1$
Круглое отверстие в тонкой стенке	0,64	0,97	0,62	0,06
Цилиндрический внешний насадок (Вентури)	1,0	0,82	0,82	0,49
Цилиндрический внутренний насадок (Борда)	1,0	0,707	0,707	1,0
Конически расходящийся насадок $\beta = 5^\circ \dots 7^\circ$	1,0	0,45	0,45	3,94
Конически сходящийся насадок $\beta = 13^\circ 24'$	0,98	0,96	0,94	0,06
Конoidalный насадок	1,0	0,98	0,98	0,06

**Внешний цилиндрический насадок (насадок Вентури).** Струя жидкости после входа в такой насадок сжимается по периметру, образуя сжатое сечение  $\omega_c$ . Между стенкой насадка и транзитной струей образуется кольцевая вихревая водоворотная зона. Находящийся в этой зоне воздух быстро уносится транзитной струей, давление понижается и образуется вакуум. Значение вакуума по длине водоворотной зоны изменяется, достигая максимального значения в сжатом сечении. Для определения величины вакуума в сжатом сечении насадка составим уравнение Бернулли для сжатого и выходного сечений

$$\frac{p_c}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \xi \frac{v^2}{2g}. \quad (1.160)$$

Ввиду незначительной длины насадка потерями на трение по длине между рассматриваемыми сечениями пренебрегаем.

Из зависимости (1.160) имеем

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_0 - p_c}{\gamma} = \frac{v_c^2 - v^2 - \xi v^2}{2g}. \quad (1.161)$$

Учитывая, что

$$Q = \omega v = \omega_c v_c \quad \text{и} \quad v_c = v \frac{\omega}{\omega_c} = \frac{v}{\epsilon},$$

получим

$$h_{\text{вак}} = \frac{v^2/\varepsilon^2 - v^2 - \xi v^2}{2g} = \frac{v^2}{2g} \left( \frac{1}{\varepsilon^2} - 1 - \xi \right), \quad (1.161')$$

или с учетом выражения (1.149) окончательно получим

$$h_{\text{вак}} = \frac{\varphi^2 2gH}{2g} \left( \frac{1}{\varepsilon^2} - 1 - \xi \right) = \varphi^2 \left( \frac{1}{\varepsilon^2} - 1 - \xi \right) H. \quad (1.161'')$$

Подставив в формулу (1.161'') значения входящих в нее коэффициентов  $\varphi$ ,  $\varepsilon$ ,  $\xi$  для внешнего цилиндрического насадка, получим максимальное значение вакуума в сжатом сечении  $h_{\text{вак}} = 0,75 H$ , но не более 8 м.

При  $h_{\text{вак}} > 8$  м начинается прорыв воздуха через выходное сечение, жидкость частично или полностью отрывается от стенок, происходит срыв вакуума, коэффициент расхода уменьшается и насадок теряет свои преимущества в пропускной способности.

Образование вакуума характерно для всех насадков, за исключением коноидального.

**Внутренний цилиндрический насадок (насадок Борда).** Этот насадок условием протекания жидкости через него похож на внешний цилиндрический насадок. Отличие заключается лишь в большем сопротивлении при входе в насадок.

**Конически сходящийся насадок** имеет форму усеченного конуса, суживающегося по направлению выходного сечения, причем с изменением угла конусности  $\beta$  изменяются и коэффициенты  $\varphi$ ,  $\varepsilon$ ,  $\mu$ . Так, например, при угле  $\beta = 13^\circ 24'$  коэффициент расхода  $\mu$  достигает максимального значения 0,94, а затем уменьшается с увеличением угла конусности. Коэффициент скорости  $\varphi$  непрерывно растет с увеличением угла конусности и при угле  $\beta = 49^\circ$  равен 0,98.

При угле конусности  $\beta = 13^\circ 24'$  потери на расширение струи после сжатия практически ничтожны, т. е. в этом случае площади в сжатом и выходном сечении примерно равны. При увеличении угла  $\beta$  сжатие на выходе из насадка увеличивается, а коэффициент сжатия  $\varepsilon$  и коэффициент расхода  $\mu$  соответственно уменьшаются. Выходящая из конически сходящегося насадка струя характеризуется большой кинетической энергией.

**Конически расходящийся насадок** способствует отрыву потока от стенок насадка, поэтому величина вакуума, возникающего в сжатом сечении, больше, чем в сжатом сечении внешнего цилиндрического насадка. С увеличением угла конусности увеличивается и значение вакуума в сжатом сечении. Поэтому, чтобы не было срыва вакуума, угол конусности расходящегося насадка принимают в пределах  $5^\circ \dots 7^\circ$ .

В коноидальных насадках вход выполняют по форме вытекающей через отверстия струи, а выход — цилиндрическим. За счет

такой формы сжатие струи отсутствует,  $\epsilon=1$  и коэффициенты  $\varphi=\mu=0,98$ .

**Применение насадков.** Насадки применяются в технике для различных целей. Для выпуска жидкости из резервуара и водоемов применяют различные цилиндрические насадки. Для получения больших выходных скоростей и дальности полета струи жидкости применяют конически сходящиеся насадки в виде пожарных брандспойтов, форсунок для подачи топлива, гидромониторов для размыва грунта, фонтанных сопел, сопел гидравлических турбин. Наоборот, для замедления течения жидкости и увеличения давления во всасывающих трубах гидравлических турбин, для замедления подачи смазочных масел применяют конически расходящиеся насадки.

### 7.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СТРУИ

*Гидравлической струей* называется поток жидкости, не имеющий твердых границ. Гидравлические струи могут быть незатопленными и затопленными. *Незатопленной гидравлической струей* называется струя, которая движется в газовой, например воздушной, среде (струи дождевальных и пожарных установок, гидромониторов, фонтанов).

*Затопленной гидравлической струей* называется струя, которая движется в среде той же плотности, что и сама струя (сброс воды из тепловых или атомных электростанций в пруды-охладители).

Различают также свободные и несвободные гидравлические струи. *Свободной струей жидкости* называется струя, которая движется в неограниченном пространстве. А *несвободной струей жидкости* называется струя, которая движется в присутствии стенок в ограниченном пространстве.

Уравнение движения свободной струи жидкости, вытекающей из насадка, можно записать следующим образом:

$$y = x \operatorname{tg} \theta - \frac{gx^2}{2v^2 \cos^2 \theta}, \quad (1.164)$$

где  $\theta$  — угол между направлением истечения и осью абсцисс (рис. 1.47);  $v$  — начальная скорость истечения;  $y$  — высота падения струи;  $x$  — дальность падения струи.

При  $\theta=0$  получаем координаты осевой линии струи жидкости, вытекающей из малого вертикального отверстия в тонкой стенке:

$$y = -\frac{gx^2}{2v^2}. \quad (1.164')$$

Свободная струя жидкости, направленная вертикально вверх с начальной скоростью  $v$ , без учета сопротивления воздуха, слож-



Рис. 1.47. К уравнению движения свободной струи.

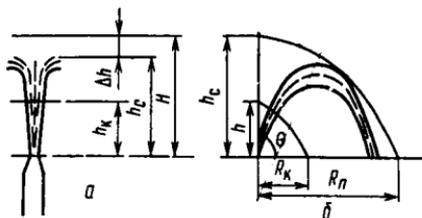


Рис. 1.48. Свободная струя: а — вертикальная; б — наклонная.

ных колебательных явлений, приводящих к раздроблению и в дальнейшем к распылению струи, поднимется на высоту

$$h_{\tau} = \frac{v^2}{2g} . \quad (1.165)$$

В незатопленных свободных струях различают компактную раздробленную и распыленную части. Компактная часть струи имеет форму отверстия, из которого она вытекает, чаще всего цилиндрическую или близкую к ней. В раздробленной части происходит дробление струи на отдельные крупные частицы. Распыленная часть струи состоит из отдельных мельчайших частиц жидкости.

Высота вертикальной струи  $h_c$ , включая распыленную часть, всегда меньше напора  $H$  на величину потерь напора  $\Delta h$  (рис. 1.48):

$$h_c = H - \Delta h; \quad (1.166)$$

$$\Delta h = k \frac{h_c}{d} \frac{v^2}{2g} , \quad (1.167)$$

где  $d$  — диаметр насадка;  $k$  — коэффициент, получаемый опытным путем.

Подставляя в уравнение (1.166) значение  $\Delta h$  и вместо  $\frac{v^2}{2g} = \varphi^2 H$ , получим

$$H - h_c = k\varphi^2 \frac{h_c H}{d} . \quad (1.168)$$

Обозначив  $\frac{k\varphi^2}{d} = k_1$ , найдем

$$h_c = \frac{H}{1 + k_1 H} , \quad (1.169)$$

где  $k_1$  — коэффициент, вычисляемый для гидравлических струй по формуле

$$k_1 = \frac{0,00025}{d + 10000ad} . \quad (1.170)$$

Высоту компактной части струи можно определить по зависимости

$$h_k = \beta h_c, \quad (1.171)$$

где  $\beta = \frac{h_k}{h_c}$  — коэффициент, зависящий от высоты струи.

$\frac{h_c, \text{ м}}{h_c}$	7	12	15	20	25	30	35	40	45	50
$\frac{h_k}{h_c}$	0,84	0,835	0,82	0,805	0,71	0,73	0,69	0,65	0,61	0,57

Если насадок со струей направлять под разными углами  $\theta$  к горизонту, то радиус действия наклонной струи  $R_n$  увеличивается по сравнению с высотой вертикальной струи:

$$R_n = k_2 h_c, \quad (1.172)$$

где  $k_2$  — коэффициент, изменяющийся в зависимости от угла  $\theta$ .

$\theta$ , град	0	15	30	45	60	75	90
$k_2$	1,4	1,3	1,2	1,12	1,06	1,02	1,0

Таким же образом можно построить граничную кривую для компактной части струи  $R_k = h_c$ .

Дальность полета гидромониторной струи  $l$  можно определить по эмпирической формуле Н. П. Гавырина

$$l = 0,415 \sqrt{\theta d H^2}, \quad (1.173)$$

где  $H$  — напор на выходе из насадка;  $\theta$  — угол наклона струи к горизонту;  $d$  — диаметр насадка.

Дальность полета дождевальной струи  $l$  при наклоне ее к горизонту на угол  $\theta = 32^\circ$ , наиболее характерный для дождевальных установок, можно определить по формуле Ф. И. Пикалова

$$l = 0,42H + 1000d. \quad (1.174)$$

Формула (1.174) справедлива при  $\frac{H}{d} \geq 1000$ , где  $H$  и  $d$  в метрах.

В затопленных свободных струях, вытекающих из насадков в жидкую неподвижную среду той же плотности, различают ядро струи, начальный и основной участки (рис. 1.49). За начальным сечением образуется ядро струи, сужающееся до нуля в пределах начального участка. Длину начального участка можно определить по формуле Г. П. Абрамовича

$$x_n = \frac{0,67}{a} r_0, \quad (1.175)$$

где  $r_0$  — радиус насадка;  $a$  — константа, принимаемая обычно 0,07...0,08.

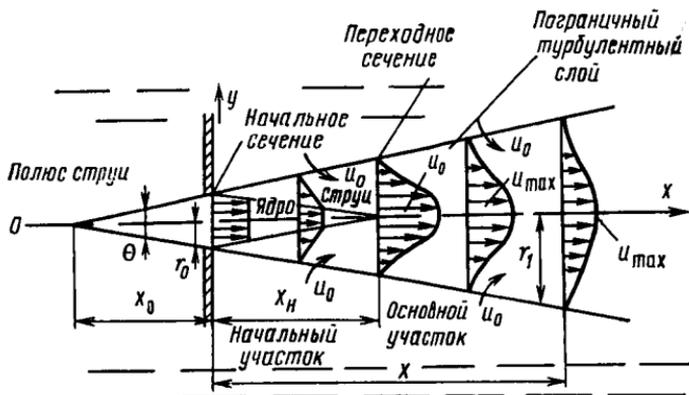


Рис. 1.49. Схема затопленной свободной струи.

Между ядром и внешними границами струи образуется турбулентный пограничный слой, скорости в котором уменьшаются от оси к границе струи. Угол расширения струи  $\theta = 13^{\circ}20' \dots 15^{\circ}10'$ . Точку пересечения  $O$  внешних границ струи называют *полюсом струи*, который находится от начального сечения на расстоянии  $x_0$ , определяемом для круглой струи по формуле Г. П. Абрамовича

$$x_0 = \frac{0,29}{a} r_0. \quad (1.176)$$

За начальным участком следует основной участок струи, который состоит полностью из пограничного слоя. Скорость  $u_{\max}$  в нем уменьшается при удалении от начального сечения:

$$u_{\max} = \frac{0,96r_0}{ax + 0,29r_0} u_0. \quad (1.177)$$

Радиус струи в сечении  $x$

$$r = \left( 3,4 \frac{ax}{r_0} + 1 \right) r_0. \quad (1.178)$$

Струя, вытекающая из отверстия или насадка, оказывает динамическое воздействие с силой  $P$  на преграду, встречающуюся на ее пути. Для определения этой силы применим уравнение изменения количества движения для массы жидкости, ограниченной сечениями  $0-0$ ,  $1-1$  и  $2-2$  (рис. 1.50). При этом принимаем коэффициент количества движения  $\alpha = 1$  и пренебрегаем влиянием трения и пульсационных скоростей. Сила воздействия  $P$  струи на преграду равна силе воздействия  $R$  преграды на струю по значению и противоположна по направлению:

$$P \cos \theta_3 = m_0 v_0 - m_1 v_1 \cos \theta_1 - m_2 v_2 \cos \theta_2. \quad (1.179)$$

При ударе в плоскую поверхность, расположенную к направлению струи под углом  $90^\circ$   $\cos \theta_1 = \cos \theta_2 = 0$ ;  $\cos \theta_3 = 1$ ,

$$P = m_0 v_0 = \rho \omega_0 v_0^2. \quad (1.180)$$

Из опытов следует, что сила воздействия  $P$  струи на преграду в действительности составляет 92... 95% от теоретической. Это объясняется искривлением линий тока при растекании струи.

Если плоская поверхность движется в направлении действия струи со скоростью  $u$ , то в этом случае

$$P = \rho \omega_0 v_0 (v_0 - u). \quad (1.181)$$

Если плоская поверхность движется навстречу струе со скоростью  $u$ , то в этом случае

$$P = \rho \omega_0 v_0 (v_0 + u). \quad (1.182)$$

Для криволинейных поверхностей при углах  $90^\circ < \theta_1 = \theta_2 = \theta \leq 180^\circ$  происходит увеличение силы давления струи (рис. 1.51):

$$P = m_0 v_0 - 2m_1 v_1 \cos \theta = m_0 v_0 (1 - \cos \theta). \quad (1.183)$$

При угле  $\theta = 180^\circ$  сила давления струи становится наибольшей:

$$P = m_0 v_0 + 2m_1 v_1 = 2m_0 v_0 = 2\rho \omega v_0^2, \quad (1.184)$$

т. е. сила давления струи на криволинейную поверхность, изог-

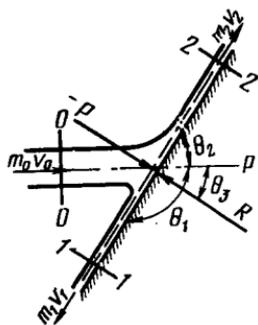


Рис. 1.50. Взаимодействие струи с наклонной преградой.

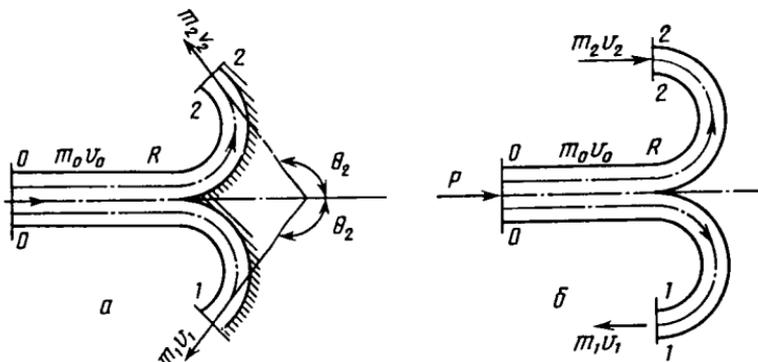


Рис. 1.51. Взаимодействие струи с криволинейной стенкой:

а —  $\theta_1 = \theta_2 > 90^\circ$ ;  
б —  $\theta_1 = \theta_2 = 180^\circ$ .

нутую в обратную сторону, в два раза больше силы давления струи на плоскую поверхность. Это явление используется при проектировании лопастей гидравлических машин.

## Глава 8. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В КАНАЛАХ И БЕЗНАПОРНЫХ ВОДОВОДАХ. ФИЛЬТРАЦИЯ

Особенность движения жидкости в каналах и безнапорных водоводах состоит в том, что оно безнапорное (свободная поверхность потока соприкасается с атмосферой) и равномерное (живые сечения, средняя и местная скорости движения потока одинаковы).

Каналы и безнапорные водоводы применяют во многих отраслях народного хозяйства: сельском хозяйстве, гидроэнергетике, водном транспорте, в промышленности. Многие каналы и водоводы имеют комплексное назначение.

Каналы бывают (рис. 1.52) прямоугольного сечения (*a*), трапецеидального (*б*), полукруглого (*в*) и параболического (*г*).

Водоводы выполняются замкнутыми (рис. 1.53) и имеют стандартные профили круглого (*a*), шатрового (*б*), овоидального (*в*) и лоткового сечения (*г*).

### 8.1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КАНАЛОВ И БЕЗНАПОРНЫХ ВОДОВОДОВ

При гидравлическом расчете каналов встречаются три основных типа задач:

1. Определить расход  $Q$  и среднюю скорость  $v$  при заданном уклоне дна и принятом поперечном сечении канала (ширина канала по дну  $b$ , глубина наполнения  $h$ , заложения откосов  $m$ , шероховатость  $n$ ). Задача решается прямой подстановкой вычисленных  $\omega$ ,  $R$  и  $C$  по формуле

$$Q = \omega C \sqrt{Ri}, \quad v = C \sqrt{Ri}, \quad (1.185)$$

где  $\omega$  — площадь живого сечения канала для трапецеидального сечения,  $\omega = (b + mh)h$ ;  $i$  — уклон дна канала;  $R$  — гидравлический радиус,  $R = \frac{\omega}{x}$ ;

$x$  — смоченный периметр для трапецеидального сечения,  $x = b + 2h \times \sqrt{1 + m^2}$ ;  $C$  — коэффициент Шези,  $C = \frac{1}{n} R^{2/3}$ , или  $C = \frac{1}{n} R^{1/6}$ ;

$n$  — шероховатость.

2. Определить уклон дна канала  $i$  при заданных: расходе  $Q$ , ширине канала по дну  $b$ , глубине наполнения  $h$ , заложении откосов  $m$  и шероховатости  $n$ .