

#### ГЛАВА IV. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ, НАСАДКОВ И ЧЕРЕЗ КОРОТКИЕ ТРУБОПРОВОДЫ

##### § 19. Истечение жидкости из круглого отверстия в тонкой стенке

На практике часто встречаются процессы, связанные с истечением жидкости через отверстия различных форм и размеров: насадки пожарных стволов и гидромониторов, форсунки в системах подачи топлива, трубы малой длины при наполнении и опорожнении резервуаров и т. п. Основным вопросом при этом является определение скорости и расхода вытекающей жидкости.

Рассмотрим случай установившегося истечения жидкости через круглое отверстие диаметром  $d$  в вертикальной тонкой стенке сосуда при постоянном напоре  $H$  (рис. 25). Гидравлический смысл термина «тонкая стенка» заключается в том, что края отверстия имеют такую острую кромку, которая исключает влияние толщины стенки на форму струи. В этом случае имеются только местные потери напора, аналогичные потерям при внезапном сужении потока. Кроме того, будем считать отверстие достаточно малым, т. е.  $d \ll 0,1 H$ , в котором все точки отверстия находятся приблизи-

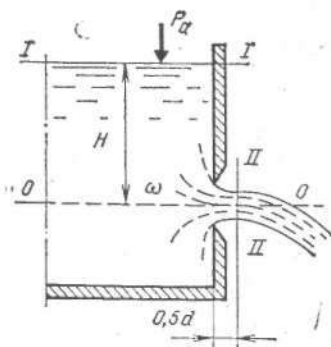


Рис. 25. Схема истечения жидкости из отверстия в тонкой стенке

ном  $0,5 d$ . В сжатом сечении все элементарные струйки становятся параллельными.

Степень сжатия струи определяется коэффициентом сжатия  $\varepsilon$ , равным отношению площади поперечного сечения струи в месте сжатия  $\omega_c$  к площади сечения отверстия  $\omega$

$$\varepsilon = \omega_c / \omega. \quad (39)$$

Сжатие струи называют полным, если оно происходит по всему периметру отверстия, т. е. со всех сторон вытекающей струи. Если сжатие наблюдается не по всему периметру живого сечения, то оно будет неполным. Сжатие называется совершенным, если вблизи отверстия нет дна, стенок или свободной поверхности жидкости, влияющих на характер истечения. Совершенное сжатие наблюдается лишь в тех случаях, когда расстояние от стенок до отверстия больше утроенного диаметра отверстия. Если данные условия не соблюдаются и отверстие на меньшем расстоянии от боковых стенок, сжатие называют несовершенным.

Для определения скорости истечения жидкости из отверстия запишем уравнение Бернулли для сечений I—I и II—II, в которых течение жидкости можно считать плавноизменяющимся, относительно горизонтальной плоскости сравнения  $O—O$ , проходящей через центр тяжести сжатого сечения струи

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

тельно на одинаковой глубине от свободной поверхности жидкости и скорости движения по всему сечению будут также одинаковыми.

На подходе жидкости к отверстию траектории движущихся частиц имеют криволинейную форму, при этом в струе возникают центробежные силы, под действием которых струя сужается, достигая наименьших размеров в сечении II—II, на некотором удалении от плоскости отверстия, примерно на расстоянии, равном  $0,5 d$ .

Потери напора между сечениями I—I и II—II определяются по формуле Вейсбаха:

$$h = \zeta_0 \frac{v_2^2}{2g},$$

где  $\zeta_0$  — коэффициент сопротивления отверстия.

Учитывая, что скорость  $v_1$  можно считать равной нулю, а давление на свободной поверхности и в сжатом сечении равно атмосферному, уравнение Бернулли перепишем в таком виде:

$$H = \frac{v_2^2}{2g} + \zeta_0 \frac{v_2^2}{2g}.$$

Отсюда скорость истечения равна:

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_0}} \sqrt{2gH}$$

или

$$v_2 = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (40)$$

где  $\varphi$  — коэффициент скорости, равный

$$\varphi = 1/\sqrt{1 + \zeta_0}.$$

Расход жидкости, вытекающей из отверстия, равен произведению скорости истечения на площадь струи в сжатом сечении

$$Q = v_2 \omega_c.$$

Подставляя в эту формулу значения  $\omega_c$  и  $v_2$  из выражений (39) и (40), получим

$$Q = \varepsilon \varphi \omega \sqrt{2gH}.$$

Произведения коэффициентов  $\varepsilon$  и  $\varphi$  называют коэффициентом расхода и обозначают буквой  $\mu$ , т. е.

$$\mu = \varepsilon \varphi.$$

Тогда в окончательном виде формула расхода жидкости примет вид

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}. \quad (41)$$

Используя эту формулу, можно определить напор перед отверстием

$$H = Q^2 / \mu^2 \omega^2 2g. \quad (42)$$

Если бы при истечении жидкости не происходило сжатия струи и отсутствовали потери напора, то теоретический расход определялся бы по формуле  $Q_T = \omega \sqrt{2gH}$ . Это значит, что коэффициент расхода  $\mu$  всегда меньше единицы, так как он показывает, какую часть от теоретического составляет действительный расход.

## § 20. Истечение жидкости из насадков

Насадком называется присоединенная к отверстию в стенке сосуда труба, длина которой равна 3—4 диаметрам отверстия. Различают следующие основные типы насадков (рис. 26):

цилиндрические ( $a$  — внешние,  $b$  — внутренние);  
конические ( $в$  — сходящиеся,  $г$  — расходящиеся);  
конусообразные с закругленными очертаниями по форме сжатия струи ( $д$ ).

Большое влияние на скорость истечения, расход жидкости и качество струи оказывает форма продольного профиля насадка. Например, устройство плавного закругления на входе может полностью устранить внутреннее сжатие струи и вызвать увеличение скорости, расхода и дальности полета.

Рассмотрим особенности истечения жидкости из различных насадков при постоянном напоре и приведем для них полученные опытным путем значения коэффициентов истечения.

**Внешний цилиндрический насадок.** Струя жидкости при входе в насадок (рис. 27) сначала сжимается, после чего вновь расширяется и заполняет все сечение насадка. В промежутке между сжатым сечением и стенками насадка образуется вихревая зона. Так как струя выходит из насадка полным сечением, то коэффициент сжатия  $\epsilon = 1$ , в этом случае коэффициенты расхода и скорости имеют одинаковую величину:  $\mu = \epsilon \varphi = \varphi$ .

Составляя уравнение Бернулли для сечений I—I и II—II, взятых на свободной поверхности жидкости в сосуде и на границе выхода струи в атмосферу, получим расчетные формулы для скорости истечения и расхода жидкости из насадка, аналогичные приведенным выше формулам при истечении жидкости из отверстия в тонкой стенке

$$v = \varphi \sqrt{2gH}; \quad Q = \mu \omega \sqrt{2gH}.$$

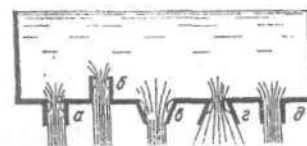


Рис. 26. Типы насадков  
 $a, б$  — цилиндрические внешний и внутренний;  $в, г$  — конические сходящийся и расходящийся;  $д$  — конусообразный

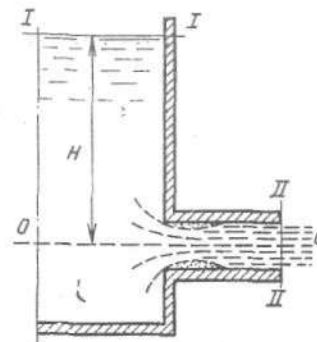


Рис. 27. Схема истечения жидкости из цилиндрического насадка

Отличие заключается в величине коэффициентов скорости и расхода. Сравнивая эти коэффициенты с коэффициентами истечения для отверстия в тонкой стенке, можно заключить, что при одинаковой площади живых сечений  $\omega$  и напора  $H$  расход жидкости из внешнего цилиндрического насадка увеличивается примерно на 35%, а скорость истечения при этом уменьшается приблизительно на 15%. Объясняется это тем, что в вихревой зоне насадка образуется вакуум. Наличие пониженного давления в области сжатого сечения струи порождает фактор «подсасывания» жидкости, который оказывает более сильное влияние на расход, чем дополнительные сопротивления вследствие трения по длине и расширения струи в насадке. Уменьшение скорости вызвано тем, что при истечении из насадка живое сечение струи больше, чем сжатое.

Однако увеличение расхода из насадка наблюдается до определенного уровня возрастания напора. С увеличением напора  $H$  вакуум также увеличивается и при некотором критическом значении напора  $H_{кр}$  абсолютное давление внутри насадка становится равным давлению насыщенных паров. Внутри жидкости происходит образование пара, пузырьки которого нарушают сплошность струи, ухудшают динамические характеристики, что приводит к уменьшению расхода. В определенных случаях происходит отрыв струи жидкости от внутренних стенок насадка. При этом насадок работает как отверстие в тонкой стенке. Такое явление называется срывом истечения через насадок.

**Внутренний цилиндрический насадок** работает так же, как и внешний. Однако струя при входе в насадок

испытывает большое сжатие, поэтому коэффициенты скорости и расхода здесь меньше, чем во внешней насадке. Это означает, что гидравлические сопротивления во внутренней насадке больше, чем во внешней, следовательно, в нем меньше вакуум и расход жидкости. При малой длине внутренней насадки  $l < 1,5d$  истечение происходит в отрывном режиме, и коэффициент расхода оказывается даже меньше, чем для отверстия в тонкой стенке. В связи с этим внутренние цилиндрические насадки применяются только в тех случаях, когда не представляется возможным использовать внешние.

**Конический сходящийся насадок.** Явление внутреннего сжатия в насадках данного вида оказывается меньше, чем в цилиндрических, но появляется внешнее сжатие струи на выходе из насадка. Потери напора также меньше, чем в цилиндрических, а скорость истечения больше. Струя, выходящая из конического насадка, обладает большей кинетической энергией и способна на длительном расстоянии не распадаться на капли, сохраняя компактную форму. Коэффициенты истечения для данного вида в основном зависят от угла конусности. С увеличением угла конусности коэффициент расхода сначала растет, достигая максимума при  $\theta = 13^\circ$ , а затем начинает уменьшаться. Конические сходящиеся насадки применяются в тех случаях, когда необходимы большая скорость истечения, значительная дальность полета струи и большая сила ее удара, например в пожарных стволах, гидромониторах и т. д.

**Конический расходящийся насадок.** Струя жидкости при входе в насадок испытывает значительное сжатие, затем расширяется и заполняет все его сечение. Вследствие создания большого вакуума увеличивается всасывающая способность расходящегося насадка по сравнению с цилиндрическим. Это означает, что при одинаковых диаметрах входных отверстий и силе напора через расходящийся насадок будет протекать больший объем жидкости, чем через цилиндрический, скорость же на выходе из расходящегося насадка будет меньше. Коэффициенты истечения для этих насадков, так же как и для конических (сходящихся), зависят от угла конусности. Увеличение расхода наблюдается при угле конусности до  $8^\circ$ , в дальнейшем насадок перестает

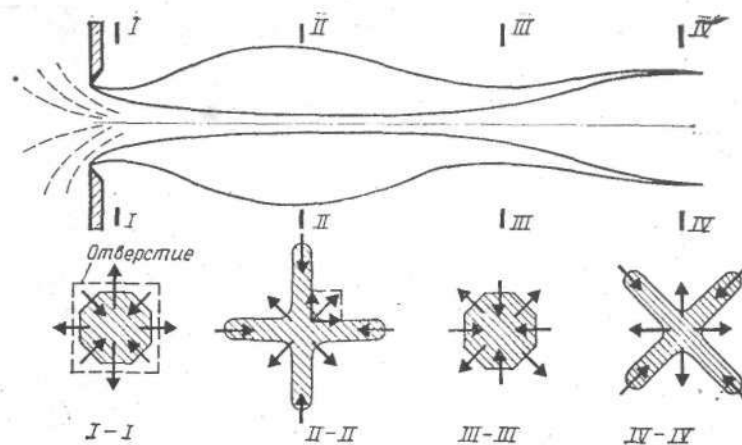


Рис. 28. Инверсия струи

работать полным сечением, и истечение происходит как из отверстия в тонкой стенке. Следует отметить, что приведенное в табл. 9 значение коэффициента расхода, относится к большему выходному сечению насадка. Если же отнести этот коэффициент к входному сечению, то он окажется значительно больше и может достигнуть 2—3. Конические расходящиеся насадки применяют как конструктивные элементы в насосах, гидроэлеваторах, водопропускных трубах дамб и плотин, где требуется свести до минимума скорость истечения и кинетическую энергию в отходящем потоке.

**Конoidalный насадок** выполняется приблизительно по профилю естественно сжимающейся струи, вытекающей из отверстия. Такая форма насадка устраняет сжатие струи и сводит до минимума гидравлические сопротивления. В конoidalном насадке коэффициенты расхода и скорости больше, чем для всех других насадков. Такой насадок обеспечивает скорость истечения и в полтора раза увеличивается расход жидкости по сравнению с расходом из отверстия в тонкой стенке. Применение конoidalных насадков несколько ограничивается из-за сложности их изготовления, однако для получения мощных дальнобойных струй следует рекомендовать именно такие насадки.

Значения коэффициентов местного сопротивления, сжатия, скорости и расхода, отнесенных к выходному

сечению для отверстия в тонкой стенке и для различных насадков, указаны в табл. 9.

Таблица 9. Значения коэффициентов истечения из отверстий и насадков

Тип отверстия или насадка	$\zeta$	$\epsilon$	$\varphi$	$\mu$
Круглое отверстие в тонкой стенке	0,06	0,64	0,97	0,62
Внешний цилиндрический насадок	0,5	1	0,82	0,82
Внутренний цилиндрический насадок	1	1	0,71	0,71
Конический сходящийся насадок, $\theta=13^\circ$	0,09	0,98	0,96	0,94
Конический расходящийся насадок, $\theta=8^\circ$	3,45	1	0,45	0,45
Коноидальный насадок	0,06	1	0,98	0,98

**Истечение жидкости из некруглых отверстий.** В зависимости от формы отверстия, через которое происходит истечение, поперечное сечение струи претерпевает различные изменения. Например, сечение струи, вытекающей из треугольного отверстия, приобретает форму трилистника; при истечении через квадратное отверстие — крестообразную (рис. 28), через круглое при несовершенном сжатии — эллиптическую. Изменение формы струи в основном вызвано действием сил поверхностного натяжения. Это явление называется инверсией струи. В дальнейшем форма поперечного сечения по длине струи не остается постоянной, она под действием сил поверхностного натяжения постоянно меняется, как это показано на рисунке. Исходя из сказанного следует, что для получения дальнобойных струй необходимо использовать насадки с круглым сечением, в которых действие сил поверхностного натяжения взаимно уравновешивается. Насадки с некруглым сечением находят применение для получения фонтанных и распыленных струй.

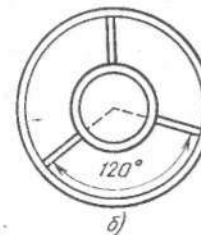
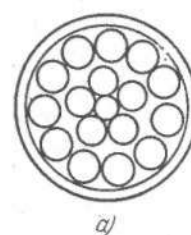
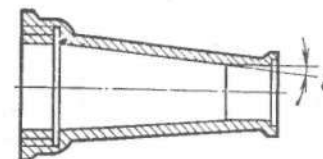
## § 21. Насадки для пожарных стволов.

Для получения дальнобойных струй, обладающих большой ударной силой, в пожарной технике используют ручные и лафетные стволы с различными насадками. У ручных стволов диаметр насадков 13, 16, 19, 22, 25 мм, у лафетных — 28, 32, 38, 50 и 65 мм.

Рис. 29. Схема насадка пожарных стволов

Рис. 30. Схема успокоителей распылителя

*а* — трубчатая форма; *б* — трубчато-радиальная; *в* — радиальная



В насадке потенциальная энергия давления преобразуется в энергию движения. Для придания струе большой скорости диаметр выходного сечения насадка должен быть меньше диаметра корпуса пожарного ствола.

Типичная форма насадка, дающего удовлетворительное качество струй, показана на рис. 29. Коническая часть насадка с углом конусности  $\theta=13^\circ$  переходит в цилиндрическую, длина которой у ручных стволов приблизительно равна размеру одного диаметра, а у лафетных стволов —  $\frac{2}{3}$ — $\frac{3}{4}$  диаметра выходного сечения насадка. На конце цилиндрической части насадка обычно делается кольцевая выточка для защиты выходной кромки от возможных механических повреждений, приводящих к ухудшению качества струй. Коническая часть насадка позволяет снизить потери энергии при переходе пьезометрического напора в скоростной, а цилиндрическая часть служит для уменьшения сжатия сечения струи при выходе из насадка. На качество струи большое влияние оказывают также условия подхода воды к насадку. Вода должна подходить прямолинейными струйками, так как вращение потока вокруг своей оси и возникновение центробежных сил способствуют раздроблению струи. Вращение потока происходит при прохождении воды в изгибах подводных трубопроводов вследствие разности давлений на противоположных стенках трубы. Для устранения этих явлений в стволах могут устанавливаться специальные успокоители, разбивающие общее

сечение потока на несколько частей, что способствует восстановлению осесимметричного распределения скоростей в потоке. В конструкции успокоителей (рис. 30) должны выполняться следующие условия: площадь всех его секций должна быть одинаковой, а длина их достаточной для того, чтобы сформировать поток и сделать его параллельноструйным, что соответствует 10—15 диаметрам секций. Концы успокоителей должны быть тщательно заострены, а поверхность их должна быть гладкой. Поток по выходе из успокоителя перед насадком должен быть «обжат» на величину площади поперечного сечения стенок успокоителя; это исключает появление дополнительных завихрений и разрывов при внезапном расширении.

В практических расчетах для определения расхода жидкости из пожарных стволов используется формула (41), которую можно записать в следующем виде:

$$Q = \mu \sqrt{H}, \quad (43)$$

где  $\mu = \omega \sqrt{2g}$  и называется проводимостью насадка.

Напор перед насадком удобно определять по формуле

$$H = SQ^2, \quad (44)$$

которая аналогична выражению (42) и в которой  $S$  равно:

$$S = 1/\mu^2 \omega^2 2g = 1/\rho^2$$

определяет оно сопротивление насадка.

Значения проводимостей  $\rho$  и сопротивлений  $S$  насадков при  $\mu = 1$  для определения расхода  $Q$ , выраженного в л/с, и напора  $H$  — в м вод. ст., для пожарных стволов приводятся в табл. 10.

Таблица 10. Значения сопротивлений ( $S$ ) и проводимостей ( $\rho$ ) насадков

$d$ , мм	$S$	$\rho$	$d$ , мм	$S$	$\rho$
13	2,89	0,588	28	0,135	2,72
16	1,26	0,891	32	0,079	3,56
19	0,634	1,26	38	0,04	5,00
22	0,353	1,68	50	0,013	8,77
25	0,212	2,17	65	0,0046	14,74

## § 22. Истечение жидкости через короткие трубопроводы

При гидравлическом расчете коротких трубопроводов необходимо учитывать как местные потери напора, так и потери напора из-за трения по длине трубопровода. Рассмотрим условия работы короткого трубопровода, представленного на рис. 31, и определим расход при постоянном уровне жидкости в резервуаре.

Составим уравнение Бернулли для сечений  $I—I$  и  $II—II$  относительно плоскости сравнения  $0—0$  при истечении жидкости из трубопровода в атмосферу:

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = H_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \Sigma h.$$

Обозначив действующий напор  $H = H_1 - H_2$  и учитывая, что  $v_1 = 0$ ,  $v_2 = v$ , получим

$$H = v^2/2g + \Sigma h. \quad (45)$$

Общие потери напора определим как сумму потерь энергии по длине и в местных сопротивлениях:

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

Подставив это значение в формулу (45), получим

$$H = \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta\right) \frac{v^2}{2g}.$$

Из этого выражения найдем скорость истечения

$$v = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda l/d + \Sigma \zeta}} \sqrt{2gH}.$$

Обозначая коэффициент скорости через  $\varphi$ , напомним его значение

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda l/d + \Sigma \zeta}} \quad \text{или} \quad \varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_c}},$$

где  $\zeta_c = \lambda l/d + \Sigma \zeta$  — коэффициент сопротивления системы. Получим формулу, используя  $\varphi$ :

$$v = \varphi \sqrt{2gH}.$$

Тогда расход жидкости составит

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (46)$$

где  $\mu = \varphi$  — коэффициент расхода.

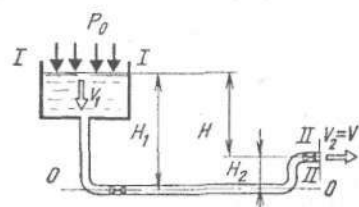


Рис. 31. Схема к гидравлическому расчету короткого трубопровода

Примерами коротких трубопроводов могут служить сифоны, всасывающие трубопроводы насосов, системы аварийного слива жидкостей из резервуаров и аппаратов и т. д.

Используя формулу расхода, можно определить время опорожнения резервуара объемом  $W$  при постоянном изменении уровня жидкости в нем от первоначального значения  $H_1 = H$  до конечного  $H_2 = 0$ .

Расход жидкости в начальный момент слива при напоре  $H$  будет  $Q = \mu \omega 2gH$ , при полном опорожнении он будет равен нулю. Величину среднего расхода рассчитывают как полусумму первоначального и конечного расходов, т. е.

$$Q_{\text{ср}} = 0,5 Q.$$

Отсюда время опорожнения резервуара находят по отношению

$$t_{\text{оп}} = 2W/Q.$$

Оно в два раза превышает время истечения такого же объема жидкости при постоянном напоре.