Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
ФГБОУ ВО «Красноярский государственный аграрный университет»

И.Н. Гордеев, Д.А. Бураков

ГИДРАВЛИКА ВОДОТОКОВ

Методические указания к практическим занятиям

Электронное издание

Красноярск 2017

Рецензент
Г.Н. Долматов, заслуженный мелиоратор Российской Федерации, доцент кафедры природообустройства Института землеустройства, кадастров и природообустройства Красноярского ГАУ

Гордеев, И.Н.
Гидравлика водотоков: метод. указания к практическим занятиям [Электронный ресурс] / И.Н. Гордеев, Д.А. Бураков; Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Красноярск, 2017. – 35 с.

Разработано в соответствии с рабочей программой по курсу «Гидравлика водотоков». Кратко изложены теоретические аспекты гидродинамики. Предложен справочный материал и литература для самостоятельной работы.

Предназначено для студентов 3-го курса направления подготовки 20.03.02 «Природообустройство и водопользование».

Печатается по решению редакционно-издательского совета Красноярского государственного аграрного университета

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

Цель дисциплины «Гидравлика водотоков» состоит в получении знаний о законах равновесия и движения жидкостей и о способах применения этих законов при решении практических задач в области комплексного использования и охраны водных ресурсов. В результате изучения дисциплины студент приобретает навыки выполнения инженерных гидравлических расчетов открытых русел и гидротехнических сооружений, соответствующих направлению подготовки.

Задачи изучения дисциплины:

– ознакомить студентов с основными методами гидравлики трубопроводов, рек, каналов, искусственных сооружений по пропуску воды;

– освоить приемы постановки инженерных задач и методы их решения.

В результате изучения дисциплины студент должен:

знать:

– основные термины и определения в области гидравлики;

– цели и задачи гидравлических расчетов;

– законы равномерного и неравномерного движения воды в открытых естественных руслах и каналах;

– виды сопряжения потоков и гасители энергии в нижнем бьефе гидротехнических сооружений;

владеть методами:

– определения гидравлических параметров водотока;

– расчета равномерного движения рек и каналов;

– расчета движения воды через водосливы, пороги и другие сооружения;

– построения кривой свободной поверхности;

– расчета гидравлического прыжка;

приобрести навыки:

– построения зависимости расхода воды от уровня и уровня от расхода на основе уравнения Шези;

– расчета движения воды через водосливы, пороги и другие сооружения;

– расчета кривой свободной поверхности водотока и водохранилища;

иметь представление:

– о расчетах неразмывающих и незаиляющих скоростей потока.

1. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ

Плотность ρ (кг/м^3) – масса единицы объема жидкости:

$$\rho = \frac{m}{W}, \tag{1.1}$$

где m – масса жидкого тела, кг;
W – объем, м^3.

Плотность жидкостей уменьшается с увеличением температуры. Исключение представляет вода в диапазоне температур от 0 до 4 $^\circ$С, когда ее плотность увеличивается, достигая наибольшего значения при температуре 4 $^\circ$С ρ = 1000 кг/м^3 (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Плотность пресной воды при различной температуре

T ($^\circ$C)	ρ (кг/м^3)	T ($^\circ$C)	ρ (кг/м^3)
0	999,8	50	988,07
4	1000	60	983,24
10	999,73	70	977,81
20	998,23	80	971,83
30	995,67	90	965,34
40	992,24	100	958,38

Удельный вес жидкости $\boldsymbol{\gamma}$ (Н/м^3) – вес единицы объема этой жидкости:

$$\gamma = \frac{G}{W}, \tag{1.2}$$

где G – вес жидкого тела, Н;
W – объем, м^3.
Для воды при температуре 4 $^\circ$С γ = 9810 Н/м^3.

Между плотностью и удельным весом существует связь:

$$\gamma = \rho \cdot g, \tag{1.3}$$

где g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с^2.

Сопротивление жидкостей изменению своего объема под действием давления и температуры характеризуется коэффициентами объемного сжатия и температурного расширения.

Коэффициент объемного сжатия β_w (Па$^{-1}$) – это относительное изменение объема жидкости при изменении давления на единицу:

$$\beta_W = -\frac{\Delta W}{W \cdot \Delta p} = \frac{\Delta \rho}{\rho \cdot \Delta p}, \tag{1.4}$$

где ΔW – изменение объема W;

$\Delta\rho$ – изменение плотности ρ, соответствующие изменению давления на величину Δp.

Вода практически несжимаема, величина β_w равна для воды в обычных условиях всего $0{,}4545 \cdot 10^{-8}$ Па$^{-1}$.

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия, называется *модулем упругости жидкостей $E_{ж}$ (Па)*.

$$E_{Ж} = 1/\beta_W \ . \tag{1.5}$$

Значение модуля упругости жидкостей зависит от давления и температуры. Если принять, что приращение давления $\Delta p = p - p_0$, а изменение объема $\Delta W = W - W_0$, то:

$$W = W_0(1 - \beta_W \cdot \Delta p).$$

$$\rho = \rho_0(1 - \beta_W \cdot \Delta p).$$

Коэффициент температурного расширения β_t ($^\circ$С)$^{-1}$ выражает относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на один градус:

$$\beta_t = \frac{\Delta W}{W \cdot \Delta t}, \tag{1.6}$$

где ΔW – изменение объема W, соответствующее изменению температуры на величину Δt.

Коэффициент температурного расширения воды увеличивается с возрастанием температуры и давления, для большинства других капельных жидкостей β_t с увеличением давления уменьшается. Если принять, что приращение температуры $\Delta t = t - t_0$, а изменение объема $\Delta W = W - W_0$, то:

$$W = W_0(1 + \beta_t \cdot \Delta t).$$

$$\rho = \rho_0(1 + \beta_t \cdot \Delta t).$$

Вязкость – свойство жидкости оказывать сопротивление перемещению одной части жидкости относительно другой. Вязкость проявляется только при движении жидкости и сказывается на распределении скоростей по живому сечению потока.

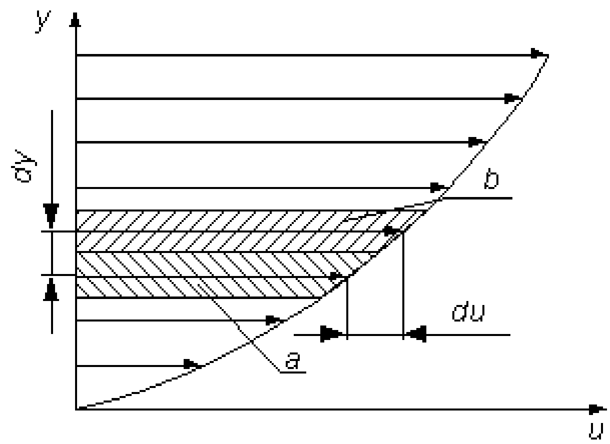

Рисунок 1.1 – Эпюра скоростей

Согласно гипотезе Ньютона сила внутреннего трения F в жидкостях пропорциональна градиенту изменения скорости $\frac{du}{dy}$, площади соприкосновения слоев S, зависит от рода жидкости и очень незначительно зависит от давления.

$$F = \mu \cdot S \frac{du}{dy}, \tag{1.7}$$

где μ – коэффициент динамической вязкости (Па·с)

S – площадь соприкасающихся слоев, м^2;

du – скорость смещения слоя b относительно слоя a, м/с;

dy – расстояние, на котором скорость движения слоев изменилась на du, м;

$\frac{du}{dy}$ – градиент скорости, изменение скорости по нормали к направлению движения (с$^{-1}$);

Если силу трения F отнести к единице площади соприкасающихся слоев, то получим величину касательного напряжения τ, и тогда (1.7) примет вид:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}. \tag{1.8}$$

Из (1.8) следует, что коэффициент динамической вязкости может быть определен как:

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy}. \tag{1.9}$$

Из (1.9) нетрудно установить физический смысл коэффициента динамической вязкости. При градиенте скорости $\frac{du}{dy} = 1$; $\mu = \tau$ и выражает силу внутреннего трения, приходящуюся на единицу площади поверхности соприкасающихся слоев жидкости.

В практике для характеристики вязкости жидкости чаще применяют не коэффициент динамической вязкости, а коэффициент кинематической вязкости ν (м^2/с). Коэффициентом кинематической вязкости называется отношение коэффициента динамической вязкости к плотности жидкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \tag{1.10}$$

Вязкость жидкости зависит от рода жидкости, температуры и давления.

Зависимость вязкости минеральных масел, применяемых в гидросистемах, от давления p при возрастании его до 50 МПа можно определять с помощью приближенной эмпирической формулы

$$\nu_p = \nu(1 + K \cdot p), \tag{1.11}$$

где μ_p и μ – кинематическая вязкость соответственно при давлении, равном 0,1 МПа;

K – опытный коэффициент, зависящий от марки масла: для легких масел ($\mu_{50} < 15\ 10^{-6}$ м^2/с) K = 0,02, для тяжелых масел ($\mu_{50} > 15\ 10^{-6}$ м^2/с) K = 0,03.

При незначительном давлении изменением вязкости пренебрегают. С повышением температуры вязкость жидкости уменьшается. Зависимость коэффициента кинематической вязкости от температуры определяется по эмпирической формуле

$$\nu = \frac{1{,}78 \cdot 10^{-6}}{1 + 0{,}0337 \cdot t + 0.000221 \cdot t^2}. \tag{1.12}$$

Для смазочных масел, применяемых в машинах и гидросистемах, рекомендуется следующая зависимость:

$$\nu_t = \nu_{50}\left(\frac{50}{t}\right)^n, \tag{1.13}$$

где ν_t – кинематическая вязкость при температуре t;

ν_{50} – кинематическая вязкость при температуре 50 °С;

n – показатель степени, зависящий от ν_{50}, определяемый по формуле

$$n = \lg(\nu_{50})10^4 + 2{,}7. \tag{1.14}$$

Вязкость жидкости определяют при помощи вискозиметра Энглера и выражают в градусах Энглера (^{0}Е). Градус Энглера (^{0}Е) есть отношение времени истечения испытуемой жидкости ко времени истечения дистиллированной воды. Для перехода от вязкости в градусах Энглера к коэффициенту кинематической вязкости ν применяется формула Убеллоде:

$$\nu = \left(0{,}731 \cdot {}^0E - \frac{0{,}0631}{{}^0E}\right)10^{-4}. \tag{1.15}$$

Вязкость также определяют капиллярным вискозиметром Оствальда. Коэффициент кинематической вязкости в этом случае определяют по формуле

$$\nu = c \cdot T_Ж \cdot 10^{-4}, \tag{1.16}$$

где c – постоянная прибора;

$T_{ж}$ – время истечения жидкости, с.

Контрольные вопросы

1. Перечислите основные физические свойства жидкости.
2. В чем основное различие между жидким и твердым состоянием вещества?
3. Что называется удельным весом и плотностью жидкости, какая между ними связь и каковы их размерности?
4. Определение вязкости жидкости. От чего зависит вязкость? Какими величинами она характеризуется?
5. Коэффициенты объемного сжатия и температурного расширения. Единицы их измерения. Сжимаема ли вода?
6. Что такое плотность жидкости? Единицы измерения. Чему равна плотность воды?

2. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОСТАТИКИ. ЗАКОН ПАСКАЛЯ

Основным понятием гидростатики является понятие ***гидростатического давления*** в точке покоящейся жидкости. Гидростатическое давление обладает следующими двумя свойствами.

1. Гидростатическое давление всегда нормально к площадке, воспринимающей его, и направлено по внутренней нормали, т. е. изнутри жидкости.
2. Гидростатическое давление в точке одинаково по всем направлениям.

Основное уравнение гидростатики:

$$p = p_0 + \gamma h, \qquad (2.1)$$

где p – гидростатическое давление в любой точке жидкости;

p_0 – давление на свободной поверхности;

γ – объемный вес жидкости (для воды γ = 0,001 г/см^3);

h – глубина погружения точки под свободной поверхностью.

Величина p_0 на свободной поверхности жидкости равна обычно атмосферному давлению. Если на поверхность действует добавочное давление (например, давление поршня), то основное уравнение гидростатики приобретает вид:

$$p = p_a + p_{доб} + \gamma h, \qquad (2.2)$$

где p – внешнее единичное давление;

p_a – атмосферное давление на поверхности;

$p_{доб}$ – добавочное давление на поверхности жидкости. Это выражение является *законом Паскаля*.

На использовании закона Паскаля основано устройство некоторых гидравлических машин. Простейшей такой машиной является гидравлический пресс, состоящий из двух сообщающихся сосудов.

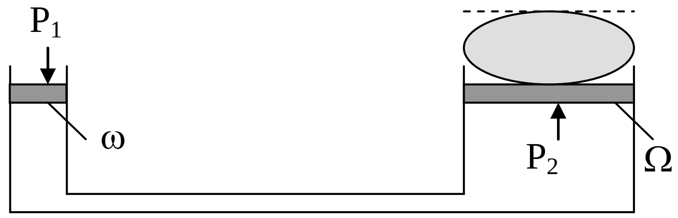

Рисунок 2.1 – Гидравлический пресс

Малый сосуд имеет площадь сечения ω, большой – Ω. Если на поверхность жидкости в малом сосуде произвести с помощью поршня давление P_1, то давление на поршень во втором сосуде будет

$$P_2 = p_{доб}\,\Omega = P_1(\Omega/\omega). \tag{2.3}$$

Контрольные вопросы

1. Основное уравнение гидростатики. Для чего оно используется?
2. Физический смысл основного уравнения гидростатики.
3. Единицы измерения гидростатического давления. Два главных свойства гидростатического давления в точке.
4. Сформулируйте закон Паскаля.

3. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ И СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ ЖИДКОСТИ

Основным уравнением динамики является уравнение Бернулли, которое для установившегося плавно изменяющегося потока реальной жидкости имеет вид:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \upsilon_1}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \upsilon_2}{2g} + h_{тр}, \tag{3.1}$$

где Z – геометрическая высота, т. е. расстояние от произвольной горизонтальной плоскости сравнения до рассматриваемой точки в сечении (рисунок 3.1); индексы относятся к номерам сечений, проведенным нормально линиям тока;

P/γ – пьезометрическая высота, соответствующая полному или манометрическому давлению; является высотой столба жидкости в пьезометре в данном сечении;

αυ/2g – скоростной напор; представляет собой высоту в трубке Пито, у которой нижний конец расположен так, чтобы скорость была направлена во входное отверстие трубки;

$h_{тр}$ – потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений между сечениями.

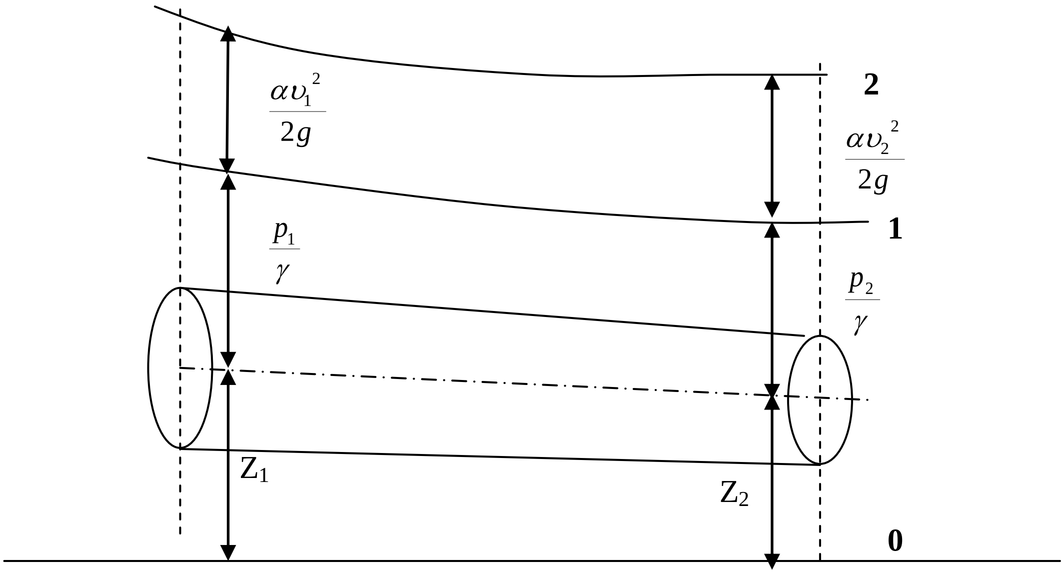

Рисунок 3.1 – К уравнению Бернулли
0 – плоскость сравнения; 1 – пьезометрическая линия; 2 – напорная линия

Все члены уравнения (3.1) имеют линейную размерность. Сумма трех членов $\left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha \upsilon}{2g}\right)$ называется гидродинамическим напором и обозначается *H*.

С энергетической точки зрения эта сумма выражает суммарную (потенциальную $z + \frac{p}{\gamma}$ и кинетическую $\frac{\alpha \upsilon}{2g}$ удельную энергию потока, т. е. энергию, отнесенную к единице веса протекающей жидкости; $h_{тр}$ – та часть удельной энергии, которая затрачивается на преодоление сопротивлений между сечениями.

Средняя скорость в сечении (υ) определяется из уравнения неразрывности, которое при установившемся движении записывается в виде:

$$Q = \omega_1 \upsilon_1 = \omega_2 \upsilon_2 = ... = const, \tag{3.2}$$

где *Q* – расход потока, (м^3/с);

ω – площадь живого сечения, (м^2).

Коэффициент Кориолиса α принимают в практических расчетах равным 1,0–1,1.

Контрольные вопросы

1. Дайте определение понятий линии тока и траектории движения частиц жидкости.
2. Что называется элементарной струйкой жидкости и какими свойствами она обладает?
3. Что называется живым сечением потока жидкости?
4. Что такое расход жидкости?
5. Что такое удельная энергия?
6. Могут ли оставаться постоянными (увеличиваться, уменьшаться) вдоль течения пьезометрический и гидродинамический напоры при движении вязкой жидкости?
7. Каков энергетический смысл величин z, p/γ, $z + p/\gamma$, $\alpha\upsilon^2/(2g)$, $z + p/\gamma + \alpha\upsilon^2/(2g)$, h_f. Какова их геометрическая интерпретация?
8. Каково аналитическое выражение, геометрический и энергетический смысл уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной и реальной жидкости?
9. Что называется гидравлическим и пьезометрическим уклоном?
10. Чем отличается уравнение Бернулли для потока реальной жидкости от уравнения элементарной струйки реальной жидкости?
11. Докажите, что все члены уравнения Бернулли имеют линейную размерность.

4. ЛАМИНАРНЫЙ И ТУРБУЛЕНТНЫЙ РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ. КРИТЕРИЙ РЕЙНОЛЬДСА

В первой половине XIX в. было установлено существование двух разных режимов движения жидкости. Условия перехода от одного режима к другому исследованы английским физиком и инженером О. Рейнольдсом в 1881–1883 гг.

Рейнольдс провел свои наблюдения на специальной установке (рисунок 4.1). Тонкая трубочка с темной краской подводится к входному сечению стеклянной трубки, имеющей на конце кран. Открывая или закрывая этот кран, изменяем расход воды в трубке, а следовательно, и среднюю скорость движения воды υ.

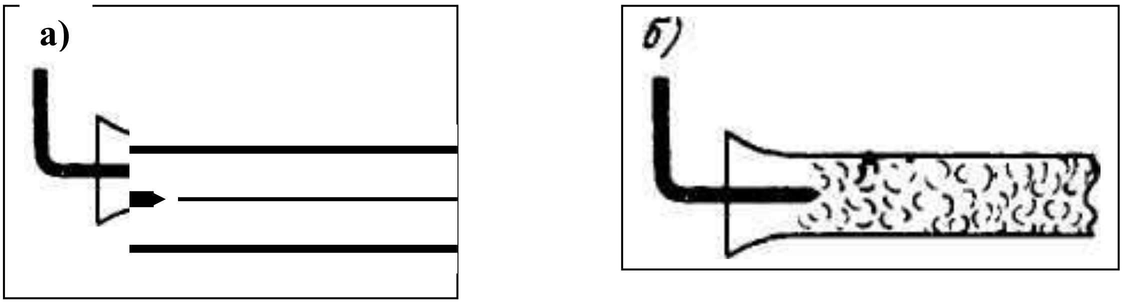

Рисунок 4.1 – Ламинарный (а) и турбулентный (б) режимы движения

В результате таких опытов было установлено следующее:

1) при скоростях в трубке υ, меньших некоторой критической скорости $\upsilon_к$, краска, попадающая в трубку, окрашивает только одну струйку потока (рисунок 4.1, а);

2) при скоростях $\upsilon > \upsilon_к$ струйка с краской сначала теряет свою форму, а затем при дальнейшем увеличении скорости вся жидкость, находящаяся в трубке, окрашивается по всему своему объему. Жидкость в целом имеет поступательное движение слева направо, вместе с тем все составляющие ее частицы перемещаются по случайным траекториям; данное движение носит беспорядочный хаотический характер и сопровождается постоянным перемешиванием жидкости.

Опытные исследования Рейнольдса показали, что разным режимам движения отвечают и различные зависимости сопротивления трения от средней скорости. При ламинарном режиме сопротивление потока связано только с преодолением сил внутреннего трения между движущимися с различной скоростью соседними слоями жидкости; при турбулентном же режиме, кроме этого, значительная доля энергии потока затрачивается на процесс перемешивания, вызывающий в жидкости дополнительные касательные напряжения. Из сказанного следует, что движение жидкости при турбулентном режиме всегда происходит со значительно большей затратой энергии, чем при ламинарном.

Дальнейшие исследования показали, что зависимость потерь напора от скорости движения при ламинарном режиме имеет линейный характер:

$$h_f = k_l \upsilon, \tag{4.1}$$

где k_l – коэффициент пропорциональности, зависящий от физической вязкости жидкости.

При турбулентном режиме зависимость потерь напора от скорости движения близка к квадрату:

$$h_f = k_t \upsilon^2, \qquad (4.2)$$

где k_l – коэффициент пропорциональности, в общем случае являющийся величиной переменной и зависящей от целого ряда факторов.

Существует также переходная область, где первая зависимость переходит во вторую.

Рейнольдс предложил безразмерное характерное число, получившее впоследствии название числа Рейнольдса:

$$Re = \upsilon d/\nu, \qquad (4.3)$$

где υ – скорость;

d – диаметр трубы;

ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Подставляя размерности величин, входящих в (4.3), легко убедиться в том, что Re является безразмерным. Числу Рейнольдса можно придать весьма простой смысл. Оно может рассматриваться как мера отношения кинетической энергии данного элемента жидкости к работе сил вязкости. Чем меньше число Re, тем большую роль играют силы вязкости в движущейся жидкости, а чем больше число Re, тем больше силы инерции.

Для выяснения режима движения необходимо вычислить число Рейнольдса Re и сравнить его с величиной так называемого критического числа Рейнольдса $Re_{кр}$.

При движении жидкости в напорной круглой трубе число Рейнольдса определяется по формуле

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon d}{\nu}. \qquad (4.4)$$

Для безнапорных потоков:

$$\mathrm{Re}_{(R)} = \frac{\upsilon R}{\nu}. \qquad (4.5)$$

В формуле (4.4) в качестве характерного геометрического размера русла принят диаметр d (см), а в формуле (4.5) – гидравлический радиус R (см), равный отношению площади живого сечения w к смоченному периметру $\aleph$, т. е. $R = w/\aleph$ (для круглой трубы при напорном движении $R = d/4$).

Единица размерности скорости υ в формулах (4.4) и (4.5) – см/с.

Значения ν – кинематического коэффициента вязкости жидкости (см^2/с), зависящего от температуры, приведены в таблице 4.1.
Если $Re < Re_{кр}$, при этом

$$\mathrm{Re}_{кр} = \frac{\upsilon_{кр} d}{\nu} = 2328 \qquad (4.6)$$

или $Re < Re(R)кр$, при этом $\mathrm{Re}_{R\,кр} = \frac{\upsilon_{кр} R}{\nu} = 580,$ (4.7)

то режим движения будет устойчиво *ламинарным.*
Диаметр (d) подставляется в (см), а $\upsilon кр$ – в (см/с).

Таблица 4.1 – Значения кинематического коэффициента вязкости воды (см^2/с (стоксы) в зависимости от температуры

T^0	ν	T^0	ν	T^0	ν
1	0.017321	12	0.012396	26	0.008774
2	0.016740	13	0.012067	28	0.008394
3	0.016193	14	0.011756	30	0.008032
4	0.015676	15	0.011463	35	0.007251
5	0.015188	16	0.011177	40	0.006587
6	0.014726	17	0.010888	45	0.006029
7	0.014289	18	0.010617	50	0.005558
8	0.013873	19	0.010356	55	0.005147
9	0.013479	20	0.010105	60	0.004779
10	0.013101	22	0.009892		
11	0.012740	24	0.009186		

Ламинарный режим наблюдается обычно в потоках, характеризуемых очень малыми линейными размерами, а поэтому сфера его распространения в естественных условиях ограничена. Он обычно имеет место в тонких капиллярных трубках, например, при движении (фильтрации) воды в порах грунта, при движении крови в кровеносных сосудах. Ламинарный режим может быть и в некапиллярных трубках при движении особенно вязких жидкостей (масел, сиропов, нефти, мазута и т. п.). Все эти жидкости обладают значительно большей вязкостью, чем вода.

Турбулентный режим значительно шире распространен в природе. Движение воды в каналах и реках, как правило, является турбулентным. В трубопроводах систем отопления, водоснабжения, вентиляции, газоснабжения движение также является турбулентным, так как движущаяся среда (вода, воздух, газ) является маловязкой.

Контрольные вопросы

1. Что такое ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости? Каковы основные особенности механизма движения при этих режимах?
2. Какие физические свойства жидкости и характеристики потока влияют на режим движения жидкости?
3. Как зависят потери от скорости при ламинарном и турбулентном режимах?
4. Какой критерий для определения режима движения жидкости вы знаете и как им пользоваться для труб и открытого русла?
5. Что такое верхняя и нижняя критические скорости числа Рейнольдса? При каких значениях последних возможны ламинарный и турбулентный режимы жидкости?
6. Приведите примеры ламинарного и турбулентного режимов, встречающихся в практике.
7. Может ли ламинарный режим движения масла перейти в турбулентный и изменится ли его расход в системе смазки двигателя автомобиля при его разогреве?

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ НАПОРА. ОБЛАСТИ СОПРОТИВЛЕНИЯ

В уравнении Бернулли для потока реальной жидкости

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \upsilon^2{}_1}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \upsilon^2{}_2}{2g} + h_{тр} \tag{5.1}$$

слагаемое $h_{тр}$ учитывает потери напора на преодоление различных гидравлических сопротивлений движению жидкости.

$$h_{тр} = \sum h_{дл} + \sum h_{мест}, \tag{5.2}$$

где $\sum h_{дл}$ – сумма потерь напора по длине отдельных участков трубопроводов или русла потока, м;

$\sum h_{мест}$ – сумма всех местных сопротивлений на рассматриваемом участке, м.

Потери по длине потока делятся на два вида: потери по длине (обусловлены силами трения частиц жидкости друг о друга и о стенки, ограничивающие поток) и местные потери (связаны с различными местными препятствиями в потоке: сужение/расширение потока, поворот и др.).

Местные потери напора вычисляются по формуле, которая в общем виде записывается так:

$$h_{мест} = \zeta \frac{v^2}{2g}, \tag{5.3}$$

где ζ – коэффициент потерь;

υ – средняя скорость движения жидкости за местным сопротивлением.

Таблица 5.1 – Значения коэффициентов местного сопротивления

Вид местного сопротивления	Значение коэффициента местного сопротивления ζ
Вход в трубу без закругления входных кромок	0,5
То же при хорошо закругленных кромках	0,10
Выход трубы в резервуар	1,00
Плавный поворот трубы на 90°	0,5
Резкий поворот трубы на 90°	1,25–1,50
Задвижка при полном открытии	0,11–0,12
Задвижка при среднем открытии	2,00
Различные краны	5,00–7,00
Клапан с сеткой на всасывающей трубе насоса	5,00–10,00

Величина сил трения зависит от ряда факторов и в первую очередь от режима движения жидкости.

Потери по длине при ламинарном режиме считают по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_{дл} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\upsilon^2}{2g}, \tag{5.4}$$

где λ – коэффициент Дарси.

При ламинарном движении коэффициент λ является функцией числа Рейнольдса и определяется по формуле

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}} = \frac{16}{\mathrm{Re}_{(R)}}. \tag{5.5}$$

В гидротехнической практике движение жидкости обычно характеризуется числами Рейнольдса, значительно превышающими критические значения, а поэтому имеет место *турбулентный режим движения.*

Уравнение Дарси-Вейсбаха (5.4) является универсальным уравнением, с помощью которого можно определять потери напора и при турбулентном режиме, но коэффициент λ при турбулентном режиме зависит не только от числа Рейнольдса, но и от шероховатости стенок труб или русла.

При турбулентном движении возможны следующие основные области сопротивления.

1. *Область гидравлически гладких стенок,* характеризуемая следующим условием: $\delta_{пл} >> \Delta$, где $\delta_{пл}$ – толщина ламинарного слоя, расположенного в непосредственной близости от стенки, условно называемая ламинарной пленкой (мм), Δ – средняя высота выступов шероховатости стенки или абсолютная шероховатость, зависящая от материала стенки и характера его обработки (мм).

Для круглых напорных труб толщина ламинарного слоя определяется по формуле

$$\delta_{пл} = 30 \frac{d}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}}, \tag{5.6}$$

где λ – коэффициент Дарси.

Если режим турбулентный и вычисленное число Рейнольдса удовлетворяет условию

$$2320 < \mathrm{Re} < 20 \frac{d}{\Delta}, \tag{5.7}$$

то имеет место *область гидравлически гладких труб.*

Для гидравлически гладких труб коэффициент λ не зависит от шероховатости стенок и его можно вычислить по формуле Блазиуса или Конакова.

2. *Переходная область сопротивления* – когда высота выступов шероховатости Δ имеет тот же порядок, что и толщина $\delta_{пл}$. Коэффициент в этой области зависит как от числа Рейнольдса, так и от шероховатости труб.

Если вычисленное число *Re* находится в интервале

$$20 \frac{d}{\Delta} < \mathrm{Re} < 500 \frac{d}{\Delta}, \tag{5.8}$$

то имеем переходную область сопротивления.

3. *Область гидравлически шероховатых стенок или область квадратичного сопротивления* характеризуется условием

$$\delta_{пл} << \Delta .$$

Если число Рейнольдса удовлетворяет условию

$$\mathrm{Re} > 500\,\frac{d}{\Delta}, \tag{5.9}$$

то область сопротивления будет квадратичной.

Таблица 5.2 – Формулы коэффициента сопротивления

Характер сопротивления	Расчетные формулы, их автор	Область применения формул
Гидравлически гладкие поверхности	λ=0.3164/Re$^{0.25}$ Г. Блазиус λ=(1.8 lgRe-1.5)$^{-2}$ П.К. Конаков	2320 < Re < 20d/Δ
Переходная область сопротивления	λ=0.11(1.46Δ/d+100/Re)$^{0.25}$ А.Д. Альтшуль	20d/Δ < Re < 500d/Δ
Гидравлически шероховатые поверхности	λ=0.11(Δ/d)$^{0.25}$ Б.Л. Шифринсон λ=(1.74+2 lg(r/Δ))$^{-2}$ И. Никурадзе	Re > 500d/Δ

Коэффициент λ в квадратичной области сопротивления можно определить через коэффициент Шези (C), т. е.

$$\lambda = \frac{8g}{C^2}. \tag{5.10}$$

В технических условиях в качестве расчетных формул для C в квадратичной области сопротивления принимают следующие формулы:

1) *Павловского*

$$C = (1/n)\,R^{y},\ (м^{0.5}/с), \tag{5.11}$$

где n – коэффициент шероховатости, определяемый по таблицам;

R – гидравлический радиус, м (0,1 м < R < 3 м);

$У$ – показатель степени, который можно приблизительно определить по формулам: 1) при R < 1 м $y \approx 1.5\sqrt{n}$; 2) при R > 1 м $y \approx 1.3\sqrt{n}$;

2) *Агроскина*

$$C = 17{,}72\,(k + \lg R),\ (\text{м}^{0.5}/\text{с}), \tag{5.12}$$

где k – параметр гладкости.

Формула Агроскина может быть применена (с некоторой погрешностью в коэффициенте k) в несколько ином виде:

$$C = 1/n + 17{,}72\,\lg R. \tag{5.13}$$

При расчетах напорных труб в квадратичной области сопротивления применима также *формула Маннинга:*

$$C = (1/n)\,R^{1/6},\ м^{0,5}/с, \tag{5.14}$$

а для открытых земляных русел *формула Форхгеймера:*

$$C = (1/\,n)\,R^{0,2},\ м^{0,5}/с. \tag{5.15}$$

Единица размерности гидравлического радиуса R в формулах (5.11) – (5.15) – метр.

В целях упрощения расчета и избежания вычисления коэффициента λ формулу (5.4) в квадратичной области сопротивления удобно представить в виде:

$$h_{дл} = \frac{\upsilon^2 l}{C^2 R}\,. \tag{5.16}$$

Из формулы (5.16) следует, что для гидравлически шероховатых труб потери напора по длине прямо пропорциональны скорости во второй степени, поэтому эта область и носит название *квадратичной области сопротивления*.

Контрольные вопросы

1. Как зависят потери от скорости при ламинарном и турбулентном режимах?
2. От каких факторов и как зависят потери энергии, коэффициент Дарси и сопротивления по длине при ламинарном режиме? При турбулентном режиме?
3. Что такое местное сопротивление и на что тратится энергия потока при его преодолении?
4. Чем отличаются местные потери напора от потерь по длине водопровода?
5. Перечислите все известные вам виды местных сопротивле-

ний.

6. РАВНОМЕРНОЕ ДВИЖЕНИЕ В ОТКРЫТЫХ РУСЛАХ

Равномерное движение в открытых руслах характеризуется постоянством по длине потока: расхода Q**,** уклона дна i, глубины наполнения h**,** размеров сечения ω и его формы; коэффициента шероховатости стенок n.

Основная формула равномерного движения имеет вид:

$$Q = \omega C\sqrt{RI}\ , \tag{6.1}$$

где ω – площадь живого сечения потока, м^2;

C – коэффициент Шези;

R – гидравлический радиус, равный ω/χ, м;

I – гидравлический уклон, в случае равномерного движения – уклон дна i;

χ – длина смоченного периметра, м.

Величину гидравлического радиуса R в формулы следует подставлять обязательно в метрах.

Величина коэффициента Шези C зависит от ряда факторов, и в первую очередь от шероховатости русла и гидравлического радиуса сечения. Определяется C по формуле Н.Н. Павловского или формуле И.И. Агроскина.

В формулы для C входит коэффициент шероховатости n, который устанавливается по таблицам на основании, как правило, описательных (а не количественных) характеристик поверхности русла. Наиболее применяемы таблицы Н.Н. Павловского, М.Ф. Срибного, Дж. Бредли, В.Т. Чоу и др.

При назначении коэффициента шероховатости n по таблицам необходимо учитывать, что его значение носит условный характер, и результаты расчетов будут отличаться от фактических данных. Известно, что значения коэффициента шероховатости весьма изменчивы и зависят от большого числа факторов, которые далеко не всегда учитываются в таблицах. Это шероховатость поверхности, растительность, препятствия, неоднородность размеров и формы русла по длине, а также уровень и расход, взвешенные и донные наносы, ледяной покров.

Форма живого сечения, гидравлически наивыгоднейший профиль

Равномерное движение имеет место в искусственных водотоках – каналах, напорных и безнапорных трубах правильной формы.

Обычно строят каналы трапецеидального, параболического или сегментного поперечного сечения.

Трапецеидальное сечение. Введем следующие обозначения (рисунок 6.1): b – ширина по дну, м; h – глубина наполнения, м; $m = \operatorname{ctg} \Theta$ – коэффициент заложения откоса.

Величина m назначается в зависимости от свойств грунта или из конструктивных соображений. Для основных элементов сечения имеют место следующие соотношения:

$$\omega = bh + mh^2. \tag{6.2}$$

$$\chi = b + 2h\sqrt{1+m^2}. \tag{6.3}$$

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{bh + mh^2}{b + 2h\sqrt{1+m^2}}. \tag{6.4}$$

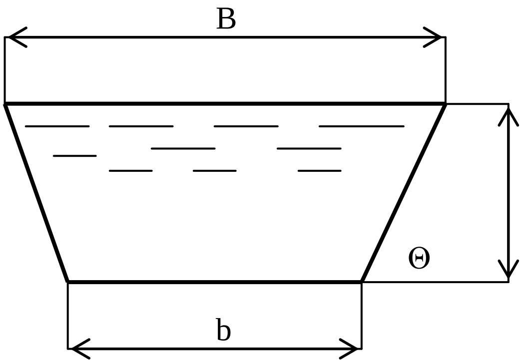

Рисунок 6.1

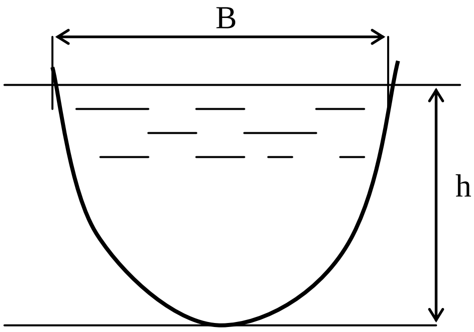

Рисунок 6.2

Параболическое сечение. Для русел, смоченный периметр которых очерчен по квадратичной параболе с уравнением $y = 2px^2$ (рисунок 6.2), имеем: p – параметр параболы; h – глубина наполнения, м; B – ширина по верху сечения, м; $\tau = h/p$ – относительная глубина.

Для основных элементов сечения имеем следующие соотношения:

$$\omega = \frac{2}{3}Bh = \frac{1.8856}{\sqrt{\tau}}h^2. \tag{6.5}$$

$$\chi = p\left[\sqrt{2\tau(1+2\tau)} + \ln\left(\sqrt{2\tau} + \sqrt{1+2\tau}\right)\right] = pN. \tag{6.6}$$

$$B = 2\sqrt{2p}\sqrt{h} = \frac{2\sqrt{2}}{\sqrt{\tau}}h. \tag{6.7}$$

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{4\sqrt{2}}{3}\frac{\tau\sqrt{\tau}}{N}p. \qquad (6.8)$$

При определении χ можно пользоваться вспомогательной таблицей 6.1.

Таблица 6.1 –Значения величины $N = \sqrt{2\tau(1+2\tau)} + \ln(\sqrt{2\tau} + \sqrt{1+2\tau})$ в зависимости от τ

τ	N	τ	N	τ	N	τ	N
0.001	0.09	0.15	0.15	0.55	2.44	0.95	3.48
0.005	0.2	0.20	0.34	0.6	2.58	1	3.61
0.01	0.28	0.25	1.54	0.65	2.71	1.05	3.72
0.02	0.4	0.3	1.71	0.7	2.83	1.1	3.84
0.04	0.57	0.35	1.85	0.75	2.97	1.15	3.97
0.06	0.71	0.4	2.02	0.8	3.1	1.2	4.08
0.08	0.82	0.45	2.16	0.85	3.23	1.25	4.19
0.1	0.93	0.5	2.3	0.9	3.34		

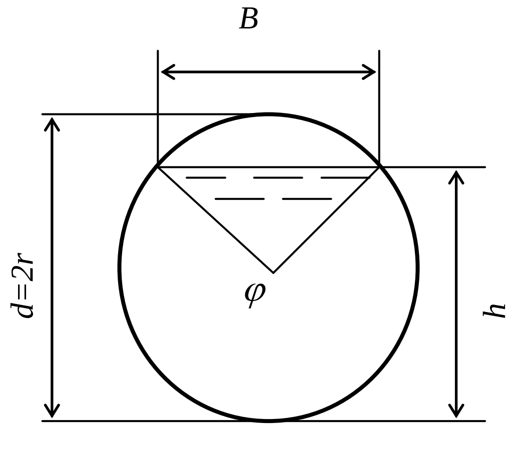

Рисунок 6.3

Сегментное сечение. Живое сечение представляет собой сегмент с центральным углом φ при радиусе r с глубиной $h \leq r$ и шириной $B \leq 2r$ (рисунок 6.3).

$$h = 2\sin^2\frac{\varphi}{4}r = r\left(1-\cos\frac{\varphi}{2}\right). \qquad (6.9)$$

Имеем следующие соотношения:

$$\omega = \frac{\pi\varphi - 180\sin\varphi}{360}r^2 = (\varphi - \sin\varphi)\frac{r^2}{2}. \qquad (6.10)$$

$$\chi = \frac{\pi\varphi}{180}r = \varphi r. \qquad (6.11)$$

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{\varphi - \sin\varphi}{2\varphi} r. \qquad (6.12)$$

$$B = 2\sin\frac{\varphi}{2} r. \qquad (6.13)$$

Безнапорные трубы. Основные обозначения те же, что и для сегментных сечений. Основной характеристикой является степень наполнения $a = h/H$, где $H = d$ – полная возможная глубина.

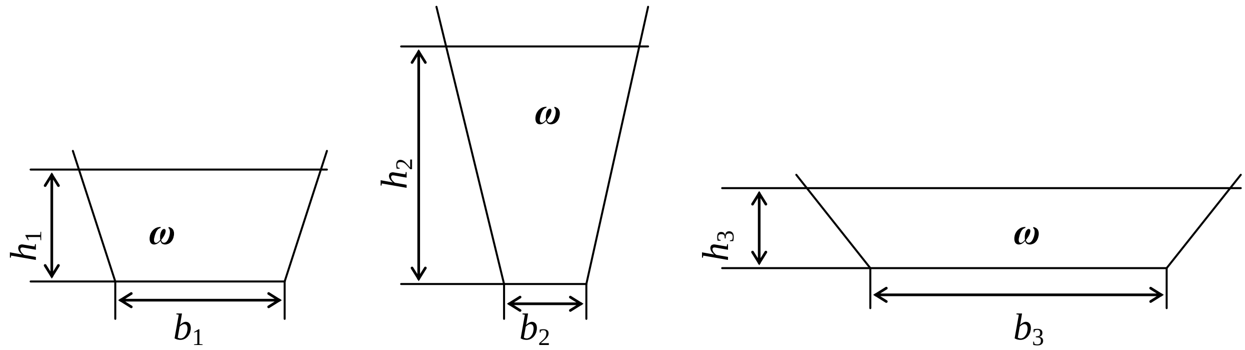

Рисунок 6.4 – Схемы к определению гидравлически наивыгоднейших размеров сечения

Для круглых труб при $a \leq 0{,}5$ получается сегментное сечение.

Гидравлически наивыгоднейшее сечение. Для пропуска заданного расхода Q русло канала с уклоном дна I должно иметь строго определенную площадь живого сечения ω. Однако отдельные размеры такого живого сечения могут иметь самые различные соотношения (см. рисунок 6.4).

Из формулы для расчета расхода при равномерном движении (6.1) видно, что при заданной площади ω и уклоне I наибольший расход пропустит то сечение, которое имеет наибольший гидравлический радиус R (наименьший смоченный периметр χ и, следовательно, минимальную поверхность трения). Такое поперечное сечение русла, которое при заданной площади ω, уклоне I и коэффиценте шероховатости n имеет наибольшую пропускную способность, называется *гидравлически наивыгоднейшим*.

Основные задачи гидравлического расчета при равномерном движении жидкости сводятся к определению:

а) Q и i, если заданы все элементы живого сечения;

б) одного или двух неизвестных элементов живого сечения, если заданы Q и i.

При этом во всех случаях величина n полагается заданной. Если требуется найти среднюю скорость потока, то она находится из равенства

$$\upsilon = \frac{Q}{\omega} = C\sqrt{RI}. \qquad (6.14)$$

При решении задач, связанных с равномерным движением жидкости в безнапорных трубах, целесообразно пользоваться зависимостью

$$Q = AK_n\sqrt{i}\,, \qquad (6.15)$$

где A – коэффициент, зависящий от формы трубы и степени наполнения a;

$K_n = \omega_n C_n \sqrt{R_n}$ – расходная характеристика при полном наполнении.

Соответственно, средняя скорость определяется по формуле

$$\upsilon = BW_n\sqrt{i}\,, \qquad (6.16)$$

где B – коэффициент, зависящий от формы трубы и ее наполнения;

$W_n = C_n\sqrt{R_n}$ – скоростная характеристика при полном наполнении.

Значения характеристик A и B приведены в таблице 6.2. Некоторые значения величин K_n в зависимости от d и n даны в таблице 6.3.

Таблица 6.2 – Значения коэффициентов A и B при различных степенях наполнения a

a	Круговое сечение		a	Круговое сечение	
	A	B		A	B
0,05	0,004	0,184	0,55	0,589	1,045
0,1	0,017	0,333	0,6	0,678	1,084
0,15	0,043	0,457	0,65	0,766	1,113
0,2	0,08	0,565	0,7	0,85	1,137
0,25	0,129	0,661	0,75	0,927	1,152
0,3	0,138	0,748	0,8	0,994	1,159
0,35	0,256	0,821	0,85	1,048	1,157
0,4	0,332	0,889	0,9	1,082	1,142
0,45	0,414	0,948	0,95	1,087	1,108
0,5	0,5	1,000	1	1,00	1

Таблица 6.3 – Значения *К* для русел сегментных сечений (для метрических мер)

Диаметр *d*, м	Площадь поперечного сечения ω, м^2	Значение расходной характеристики *К*, м^2/с, при различном коэффициенте шероховатости *n*			
		0.011	0.02	0.03	0.04
1,00	0,7854	29,806	14,707	8,934	6,185
1,50	1,7672	86,664	44,307	27,638	19,716
2,0	6,1416	184,573	96,618	61,747	44,644
2,5	4,9087	323,123	174,196	112,663	82,338
3,0	7,069	535,31	288,90	188,636	140,02
3,5	9,624	801,7	436,92	288,762	215,18
4,0	12,566	1140,0	628,32	418,67	314,16
5,0	19,635	2049,87	1142,71	707,21	582,86
6,0	28,274	3311,98	1965,37	1270,11	969,02
7,0	38,784	4961,79	2913,88	1926,76	1479,38
8,0	50,266	7062,81	4025,73	2766,80	2133,78
9,0	63,617	9609,39	5501,31	3795,18	2935,30
10,0	78,54	12702,26	7302,86	5051,05	3918,91
12,0	113,097	20427,94	11798,90	8198,57	6359,27
14,0	153,938	30628,30	17703,39	12320,40	9585,74
16,0	201,062	43469,17	25132,43	17532,43	13632,00

Примечание. Значение расходной характеристики *К* для иных, не указанных в таблице коэффициентов шероховатости могут быть получены с достаточной для ориентировочных расчетов точностью по ближайшему табличному значению путем умножения его на отношение табличного коэффициента шероховатости к заданному.

Контрольные вопросы

1. От каких факторов и как зависят потери энергии, коэффициент Дарси и сопротивления по длине при ламинарном режиме? При турбулентном режиме?
2. Что такое местное сопротивление и на что тратится энергия потока при его преодолении?
3. В чем заключается отличие призматических русел от непризматических?
4. Каковы условия существования равномерного движения потока в открытом русле?

5. В каких пределах может изменяться величина коэффициента шероховатости для каналов и естественных русел?
6. Что такое гидравлически наивыгоднейшее сечение канала?

7. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ ПРИ ПОСТОЯННОМ НАПОРЕ

Основная формула расхода жидкости из отверстий и насадков при постоянном напоре –

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH_0}\ , \tag{7.1}$$

где $\mu = \varphi\varepsilon$ – коэффициент расхода;

$\varphi = \sqrt{\alpha + \sum\varsigma}$ – коэффициент скорости (рисунок 7.1);

ζ – коэффициент сопротивления;

$\varepsilon = \omega_c/\omega$ – коэффициент сжатия;

ω_c – площадь струи в сжатом сечении;

ω – площадь отверстия;

$H_0 = H + \alpha\upsilon_0{}^2/2g$ – напор с учетом скорости подхода жидкости υ_0 к отверстию;

α – коэффициент Кориолиса.

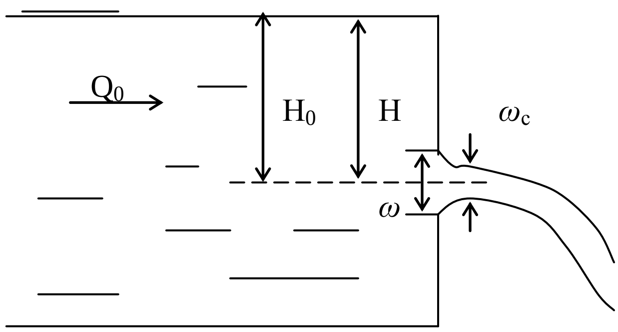

Рисунок 7.1

Коэффициент расхода μ при истечении через отверстия обычно равен 0,6–0,62. При увеличении размеров отверстия и напора величина μ уменьшается.

При истечении из отверстий сжатие считается совершенным, если отверстие достаточно удалено от направляющих стенок резервуара. Условие совершенного сжатия: $l_1 > 3a$, где a – ширина отверстия, и $l_2 > 3b$, где b – высота отверстия (рисунок 7.2).

Если отверстие расположено к боковым стенкам или дну ближе, чем указано выше, то сжатие считается несовершенным.

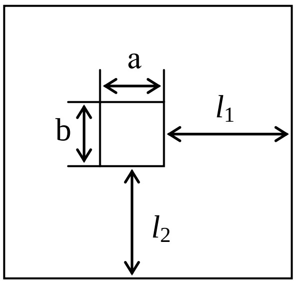

Рисунок 7.2

Для увеличения коэффициента расхода μ применяются специальные приспособления, называемые насадками. Типы насадков: а) внешний цилиндрический насадок; б) внутренний цилиндрический насадок; в) конически сходящийся насадок; г) конически расходящийся насадок; д) коноидальный насадок (рисунок 7.3).

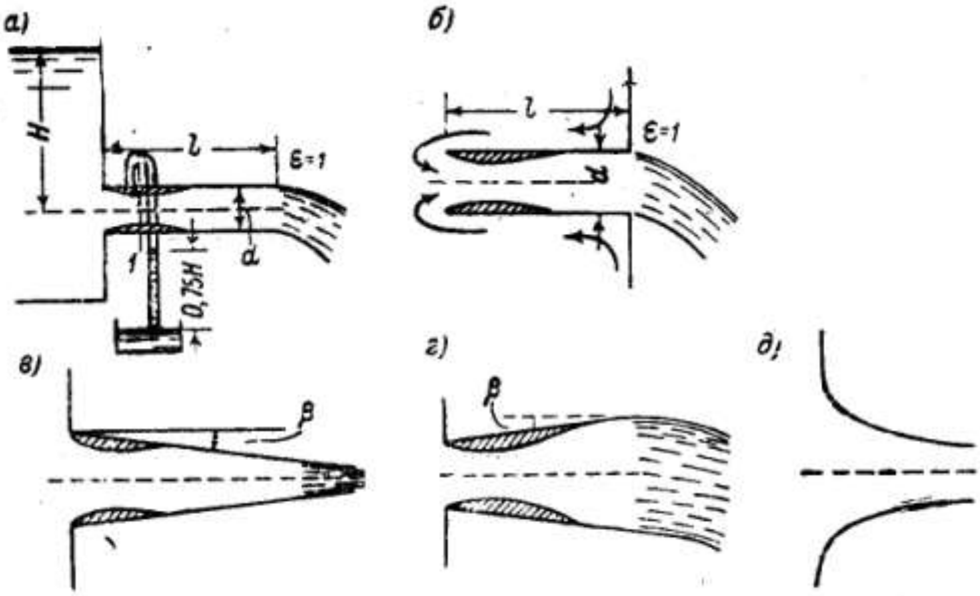

Рисунок 7.3

В местах сжатия струи у стенок насадка образуются отжимы потока, заполненные жидкостью, находящейся в вихреобразном движении. В этих отжимах образуется пониженное давление (вакуум), что может быть обнаружено с помощью трубки, поставленной в область отжима, в которой жидкость поднимется до определенной высоты, соответствующей величине вакуума.

Для малых отверстий, размер которых по высоте меньше, чем 0,1 Н, численные значения коэффициента расхода приведены в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Параметры формулы коэффициента расхода для малых отверстий

Вид отверстия	φ	ε	μ	Примечания
Отверстие с острой кромкой	0,97	0,64	0,62	При полном совершенном сжатии
Внешний цилиндрический насадок	0,82	1	0,82	При длине насадка $l = 3 - 4d$
Внутренний цилиндрический насадок	0,71	1	0,71	
Конический сходящийся насадок	0,96	0,98	0,94	При $\beta = 13^0$
Конический расходящийся насадок	0,45	1	0,45	При $\beta = 6^0$ коэффициент μ отнесен к выходному сечению
Коноидальный насадок	0,97	1	0,97	

При истечении из затопленного отверстия или насадка, т. е. когда свободная поверхность жидкости за отверстием находится выше его центра (см. рисунок 7.4), практические значения всех приведенных коэффициентов находятся так же, как и для незатопленного отверстия. Напор при этом принимается равным:

$$H = H_1 - H_2. \tag{7.1}$$

Расход определяется по формуле

$$Q = \mu\omega\sqrt{2g(H_1 - H_2)}\ . \tag{7.2}$$

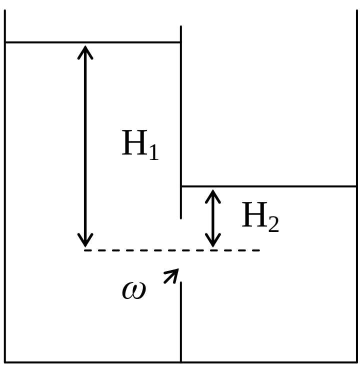

Рисунок 7.4

Контрольные вопросы

1. Что такое малое отверстие в тонкой стенке?
2. Что такое коэффициент сжатия и сжатое сечение?
3. Что такое полное и неполное, совершенное и несовершенное сжатие?
4. Как зависит коэффициент расхода малого отверстия в толстой стенке от типа сжатия? При равных площадях отверстия и действующих напорах в каком соотношении будут расходы отверстий при полном и неполном, совершенном и несовершенном сжатии?
5. От каких факторов и каким образом зависят коэффициенты скорости и расхода малого отверстия в тонкой стенке?

8. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ НАПОРЕ

Истечение жидкости при переменном напоре является неустановившимся движением, так как расход, скорость и напор изменяются во времени.

Если из резервуара с постоянной по высоте площадью сечения Ω через отверстие ω вытекает жидкость с расходом (рисунок 8.1) и одновременно в резервуар поступает постоянное количество жидкости Q_0, то за время dt объем жидкости в резервуаре изменится на $\Omega\, dH$ за счет разности притока $Q_0 dt$ и расхода $\mu\omega\sqrt{2gH}dt$, то равенство

$$\Omega d = (Q_0 - \mu\omega\sqrt{2gH})dt \qquad (8.1)$$

является основным *дифференциальным уравнением истечения из отверстий при переменном напоре.*

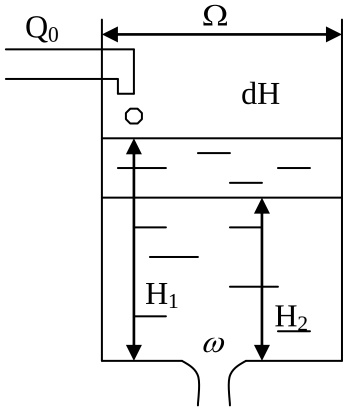

Рисунок 8.1

Рассмотрим случаи, когда это уравнение (8.1) интегрируется, и получаются простые расчетные формулы.

1. Истечение при переменном напоре при наличии постоянного притока (рисунок 8.1).

Время t изменения напора от H_1 до H_2 в случае призматического резервуара определяется формулой

$$t = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}}\left[\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2} + \sqrt{H_0}\ln\frac{\sqrt{H_0} - \sqrt{H_1}}{\sqrt{H_0} - \sqrt{H_2}}\right], \tag{8.2}$$

где H_0 – напор при установившемся движении, когда расход из отверстия равняется притоку, т. е. $H_0 = Q_0^2/(\mu\omega\sqrt{2g})$. Остальные обозначения даны выше. Формула (8.2) справедлива для случаев, когда $Q_0 > Q$ и $Q_0 < Q$. Пределом изменения напора является H_0.

2. Истечение при переменном напоре при отсутствии притока ($Q_0 = 0$, следовательно, $H_0 = 0$).

В этом случае время изменения напора от H_1 до H_2 определяется как

$$t = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}}(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}). \tag{8.3}$$

3. Истечение при переменном напоре под переменный уровень.

Время изменения напора от H_1 до H_2 при $\Omega_1 = const$ и $\Omega_2 = const$ (рисунок 8.2) определяется по формуле

$$t = \frac{\Omega_1\Omega_2}{(\Omega_1 + \Omega_2)\mu\omega\sqrt{2g}}(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}). \tag{8.4}$$

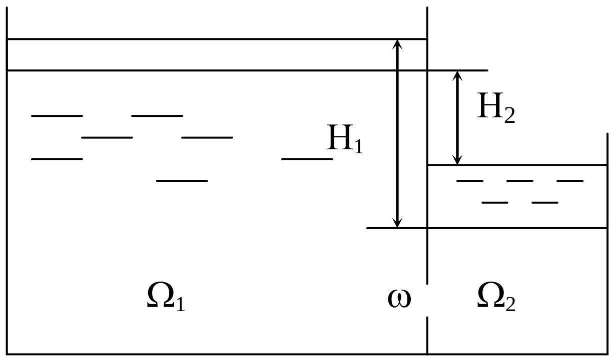

Рисунок 8.2

При одинаковых площадях резервуаров получим:

$$t = \frac{\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}}(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}). \tag{8.5}$$

Для определения времени выравнивания горизонтов в смежных резервуарах можно получить формулы, подставив в (8.4) и (8.5) $H_0 = 0$.

Если аналитической связи между Ω и H нет, то уравнение решается приближенными методами.

9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР

При резком изменении скорости движения жидкости в напорном трубопроводе (например, при быстром закрытии или открытии задвижки) происходит гидравлический удар. Гидравлический удар – это резкое изменение давления, распространяющееся с большой скоростью по трубопроводу. Он характерен колебаниями давления с высокой амплитудой, в десятки, а иногда и сотни раз превышающей нормальное рабочее давление. Гидравлический удар может грозить разрушением трубопровода.

При мгновенном закрытии затвора повышение давления в трубопроводе определяется по формуле Жуковского:

$$\Delta p_{\max} = \rho c \upsilon_0, \tag{9.1}$$

где ρ – плотность жидкости (кг/м^3);
c – скорость распространения ударной волны (м/с);
υ_0 – средняя скорость течения в трубопроводе до закрытия затвора (м/с).

Скорость распространения ударной волны определяется по формуле

$$c = \sqrt{\frac{k}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{k}{E}\frac{D}{e}}}, \tag{9.2}$$

где k – модуль упругости жидкости (кг/м^2);
E – модуль упругости материала стенок трубопровода (кг/м^2);
D – внутренний диаметр (мм);
e – толщина стенок трубопровода (мм).
Для воды в нормальных условиях:
$\rho = 1000$ кг/м^3;
$k = 2{,}07\ 10^8$ кг/м^2.

Таким образом, $\sqrt{\frac{k}{\rho}} = 1425$ м/с.

Значения величин k и E для различных жидкостей и материалов приведены в таблице 9.1.

Таблица 9.1 – Отношение модулей упругости материала и труб (k/E)

Материал	Модуль упругости k, кг/м^2	Модуль упругости E, кг/м^2	k/E
Вода	$2.07\ 10^8$		1
Нефть, минеральное масло	$1.35\ 10^8$		
Керосин	$1,4\ 10^8$		
Ртуть	$3,3\ 10^9$		
Свинцовые трубы		$5\ 10^8$–$2\ 10^5$	0,4–10,0
Деревянные трубы		$1\ 10^9$	0.2
Бетонные трубы		$2\ 10^9$	0.1
Чугунные трубы		$1\ 10^{10}$	0.02
Стальные трубы		$2\ 10^{10}$	0.01

Повышенное давление Δp_{max}, возникшее у затвора при мгновенном его закрытии, будет распространяться по трубопроводу со скоростью (c) и за время $t = l / c$ достигнет начала трубопровода, т. е. напорного резервуара, в котором давление нормальное и равно p_0. За время t вся жидкость в трубе остановится, т. е. $\upsilon_0 = 0$. В следующий после t момент времени жидкость начнет двигаться в сторону резервуара со скоростью υ_0 и давление p_0 будет распространяться от резервуара к затвору. Через время $\tau_0 = 2l / c$, называемое фазой, волна с давлением достигнет затвора, а так как к тому времени вся масса жидкости в трубе движется от затвора к резервуару со скоростью υ_0, то у затвора давление понизится.

Контрольные вопросы

1. Что такое гидравлический удар и какие силы его вызывают?
2. Что такое ударное давление, от каких факторов и как оно зависит?
3. Какое физическое свойство, не учитываемое в других главах, приходится учитывать при гидравлическом ударе?
4. Каковы меры борьбы с ударом?

ЛИТЕРАТУРА

Основная

1. Латышенков, А.М. Основы гидравлики / А.М. Латышенков. – Л.: Гидрометеоиздат, 1971.
2. Рапинчук, С.Ф. Гидравлика и гидрология. Лесная промышленность / С.Ф. Рапинчук, Р.И. Герман. – М., 1982.
3. Спицин, И.П. Общая и речная гидравлика / И.П. Спицин, В.А. Соколова. – Л.: Гидрометеоиздат, 1990.

Дополнительная

1. Агроскин, И.И. Гидравлика / И.И. Агроскин, И.Н. Дмитриев, Ф.И. Пикалов. – М.: Госстройиздат, 1964.
2. Железняков, Г.В. Теоретические основы гидрометрии / Г.В. Железняков. – Л.: Гидрометеоиздат, 1968.
3. Караушев, А.В. Речная гидравлика / А.В. Караушев. – Л.: Гидрометеоиздат, 1969.
4. Чугаев, Р.Р. Гидравлика / Р.Р. Чугаев. – М.: Госэнергоиздат, 1963.

ГИДРАВЛИКА ВОДОТОКОВ

Методические указания к практическим занятиям

Гордеев Иван Николаевич
Бураков Дмитрий Анатольевич

Редактор И.В. Пантелеева

Электронное издание

Подписано в свет 30.03.2017. Регистрационный номер 14
Редакционно-издательский центр Красноярского государственного аграрного университета
660017, Красноярск, ул. Ленина, 117
e-mail: rio@kgau.ru