

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Введение в гидравлику	4
2. Основные понятия и определения применяемые в гидравлике	5
Единицы физических величин	5
Основные физические свойства жидкости	7
Контрольные вопросы	11
3. Основы гидростатики	12
Силы действующие на жидкость, находящейся в покое	12
Основное понятие гидростатики	13
Свойство гидростатического давления	14
Дифференциальное уравнение Эйлера для жидкости находящейся в равновесии (покое)	14
Основное уравнение гидростатики	15
Закон Паскаля	18
Построение эпюр гидростатического давления на плоские поверхности	19
Определение суммарной силы гидростатического давления на плоские поверхности и центра давления	22
Графический метод определения суммарной силы гидростатического давления и центра давления	23
Аналитический метод определения суммарной силы и центра давления	26
Определение суммарной силы гидростатического давления и центра давления на цилиндрические поверхности	29
Гидростатический парадокс	31
Относительный покой (равновесие) жидкости	32
Закон Архимеда	34
Плавание тел	35
Контрольные вопросы	37

4. Основы гидродинамики	38
Основные характеристики потока	38
5. Методы изучения движения жидкости	39
Уравнение неразрывности или сплошности для потока реальной жидкости в практическом виде	40
Классификация движения жидкости	40
Контрольные вопросы	47
Дифференциальные уравнения Эйлера движения идеальной жидкости	48
Уравнение Бернулли для струйки идеальной жидкости	49
Уравнение Бернулли для струйки реальной жидкости	52
Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости	52
Геометрический смысл членов уравнения Бернулли	54
Энергетический смысл членов уравнения Бернулли	54
Примеры использования уравнения Бернулли в гидравлических расчетах	56
Уклоны	58
Контрольные вопросы	59
6. Потери напора (удельной энергии) по длине потока на трение	60
Расчетный путь	61
Определение коэффициента Шези	64
Опытный путь	66
Графический путь	68
7. Потери напора (удельной энергии) на преодоление местных сопротивлений	69
Расчётный путь	70
Опытный путь	71
8. Понятие о коэффициенте потерь напора системы	74
Расчеты коротких трубопроводов	74
Три задачи расчета короткого трубопровода	76
Контрольные вопросы	77
9. Основное уравнение установившегося равномерного движения	78

10. Расчет простых длинных и сложных трубопроводов	82
Контрольные вопросы	86
11. Понятие о гидравлическом ударе в трубах	87
Время добегания ударной волны	88
12. Понятие о кавитации	90
13. Истечение жидкости из отверстий и насадков	91
Истечение жидкости из малого круглого отверстия с тонкой стенкой в атмосферу	91
Истечение жидкости из малого круглого отверстия под уровень	94
Насадки	94
Истечение из цилиндрического насадка в атмосферу	95
Классификация насадков	96
Контрольные вопросы	97
14. Основы работы центробежных насоса	98
Схема работы центробежного насоса и его характеристики	98
Высота всасывания, нагнетания, мощность и коэффициент полезного действия центробежного насоса	101
Характеристики центробежных насосов (ц.б.н.)	105
Расчет напорного трубопровода	109
Работа центробежного насоса на трубопровод	110
Соединения насосов	113
15. ПРИЛОЖЕНИЯ	117
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	117
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	117
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	119
ПРИЛОЖЕНИЕ 4	119
ПРИЛОЖЕНИЕ 5	120
ПРИЛОЖЕНИЕ 6	121
ПРИЛОЖЕНИЕ 7	125
16. Используемая литература	126
17. Описание и программа курса «Гидравлика»	127

1. ВВЕДЕНИЕ В ГИДРАВЛИКУ

При решении различных технических задач часто приходится встречаться с вопросами, касающимися движения различных жидкостей, а также силового (технического) воздействия жидкости на те или иные поверхности и на обтекаемые ею твердые тела. Исследование этих проблем привело к созданию обширной науки - гидромеханики, изучающей законы покоя и движения жидкости. (Первый гидравлический закон был сформулирован Архимедом за 250 лет до нашей эры).

Гидравлика – наука изучающая законы равновесия (покоя) и движения жидкости, и применяющая эти законы для решения конкретных инженерных задач.

Данное пособие подготовлено на основе программы курса «Гидравлика» для студентов направлений: 08.03.01 «Строительство» ИСб, 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» ИМб, 13.03.03 Энергетическое машиностроение ИДб, 21.03.01 «Нефтегазовое дело» ИНб, 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» ИХб, 21.05.02 «Прикладная геология» ИГб, 21.05.04 «Горное дело (Макшейдерия)» ИРс и предназначена для ознакомления с основными законами и зависимостями движения жидкостей.

Рекомендуется к использованию всеми студентами, изучающими курс классической гидравлики для закрепления основных понятий, формулировок, формул, характеристик движения жидкости в напорных трубопроводах, открытых и грунтовых потоках.

2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ГИДРАВЛИКЕ

Единицы физических величин

Чтобы судить о значении любой физической величины (размерах, скорости, силе и т.д.), необходимо определить ее размерность.

Безразмерные величины не говорят ничего о значении физической величины. Все упорядочивается введением строго определенной системы единиц физических величин (табл. 1), причем достаточно принять единицы основных величин. Единицы всех остальных величин являются производными, полученными из основных.

Таблица 1

Система единиц

физическая система	техническая система	международная система
СГС	МКС	СИ
см; грамм; секунда	метр; килограмм силы; секунда	метр; килограмм массы; секунда

В настоящее время применяется Международная система единиц физических величин – сокращенно СИ (Система Интернациональная), которая состоит из семи основных единиц и двух дополнительных (табл. 2) и производных (табл. 2, 3) составленных по уравнениям связи между основными величинами.

Таблица 2

Основные и дополнительные единицы системы СИ

Наименование физических величин	Единица измерения		
	Физическая	Техническая	Международная
	Система СГС	Система МКС	Система СИ
Площадь - ω	см ²	м ²	м ²
Объем - V	см ³	м ³	м ³
Скорость - v	см/сек	м/сек	м/сек
Ускорение - g	см/сек ²	м/сек ²	м/сек ²

Масса - М	$г$	кг·сек ² /м	кг
Сила - Р или F	$г·см/сек^2 =$ = длина	кг	$кг·м/сек^2 =$ = ньютон (Н)
Объемный вес - γ	$г/см^2·сек^2 =$ = дн/см ³	кг/м ³	$кг/м^2·сек^2 = Н/м^3$
Плотность - ρ	$г/см^3$	кг·сек ² /м ⁴	кг/м ³
Давление - р	$г/см·сек^2$	кг/см ²	$кг/м·сек^2 = Н/м^2$
Динамический коэффициент вязкости - μ	$г/см·сек =$ = пуаз	кг·сек/м ²	кг/м·сек
Кинематический коэффициент вязкости - ν	см ² /сек = стокс	м ² /сек	м ² /сек

Таблица 3

Важнейшие производные единицы СИ

Величины		Единицы	
Наименования	Размерность	Наименования	Обозначения
Площадь	L^2	квадратный метр	м ²
Объем, вместимость	L^3	кубический метр	м ³
Скорость	$L T^{-1}$	метр на секунду	м/сек
Ускорение	$L T^{-2}$	метр на секунду на квадрате	м/сек ²
Частота периодического процесса	T^{-1}	герц	Гц
Частота вращения	T^{-1}	секунда в минус первой степени	сек ⁻¹
Угловая скорость	T^{-1}	радиан на секунду	рад/сек
Плотность	$L^{-3} M$	килограмм на кубический метр	кг/м ³
Момент инерции площади сечения	L^4	метр в четвертой степени	м ⁴
Количество движения (импульс)	$L M T^{-1}$	килограмм-метр на секунду	кг·м / сек
Момент количества движения (момент импульса)	$L^2 M T^{-1}$	килограмм-метр в квадрате на секунду	кг·м ² / сек

Продолжение таблицы 3

Сила, вес, сила тяжести, грузоподъемная сила	$L M T^{-2}$	ньютон	$кг \cdot м / сек^2 = Н$
Удельный вес	$L^{-2} M T^{-2}$	ньютон на кубический метр	$Н / м^3$
Момент силы, момент пары сил, крутящий момент	$L^2 M T^{-2}$	ньютон-метр	$Н \cdot м$
Давление Напряжение Модуль упругости	$L^{-1} M T^{-2}$	паскаль	Па
Энергия, работа	$L^2 M T^{-2}$	джоуль	Дж
Мощность	$L^2 M T^{-3}$	ватт	Вт
Динамическая вязкость	$L^{-1} M T^{-1}$	паскаль в секунда	$Па \cdot сек$
Кинематическая вязкость	$L^2 T^{-1}$	квадратный метр на секунду	$м^2 / сек$

Связь единиц измерения СИ с другими системами приводится в приложении.

Основные физические свойства жидкости

В природе различают четыре агрегатных состояния вещества: твердое, жидкое, газообразное и плазменное.

Основное отличие жидкостей от твердых тел заключается в том, что они обладают текучестью, т.е. малым сцеплением частиц, отсутствием трения между частицами в состоянии покоя, в следствие чего жидкость легко принимает форму сосуда, в которой она помещена, и образует свободную поверхность.

Газ обладает свойствами жидкостей, но в отличие от них он сжимаем и не образует свободной поверхности, занимая весь объем сосуда. Текучесть частиц жидкости и газа объединяет их под общим наименованием **жидкости** в широком смысле, при этом жидкости – **капельные жидкости**, газы – **газообразные жидкости**.

Газообразные жидкости характеризуются большой сжимаемостью и отсутствием сопротивления растягивающим и касательным усилиям.

Капельные жидкости – малосжимаемы и обладают малым сопротивлением растягивающим и касательным усилиям.

Объектом изучения в гидравлике являются **капельные жидкости**.

Жидкости разделяют на однородные и неоднородные. Объект изучения - **однородные жидкости**.

При изучении жидкостей часто прибегают к упрощению задачи, и жидкость представляется в виде **идеальной среды**, абсолютно несжимаемой и лишенной сил внутреннего трения. Такую жидкость называют **идеальной**. Реальные жидкости малосжимаемы и по этим свойствам они приближаются к идеальным жидкостям, но обладают силами внутреннего трения, проявляющимися при движении. Этим они существенно отличаются от идеальной жидкости.

Плотность – отношение массы тела M к объему V :

$$\rho = M/V$$

и выражается в кг/м^3 .

Плотность жидкостей определяется как непосредственным взвешиванием ее, так и с использованием закона Архимеда, для чего применяется ареометр. Плотность жидкости зависит от температуры.

Удельный вес жидкости – отношение веса жидкости к ее объему:

$$\gamma = G/V$$

и выражается в Н/м^3 .

Удельный вес жидкости γ не является характеристикой жидкости, а есть векторная величина и зависит от ускорения свободного падения. Связь удельного веса и плотности:

$$G = g \cdot M$$

$$M = \rho \cdot V$$

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{g \cdot M}{V} = \frac{g \cdot \rho \cdot V}{V}$$

$$\boxed{\gamma = \rho \cdot g}$$

Температурное расширение характеризуется *коэффициентом температурного* расширения, который зависит как от температуры, так и от давления и показывает изменение объема жидкости при увеличении температуры на 1°C:

$$\boxed{\beta_t = \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt}},$$

где V – первоначальный объем жидкости.

Сжимаемость характеризуется коэффициентом объемного сжатия – относительное изменение объема, приходящееся на единицу давления.

$$\boxed{\beta_v = -\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dP}}$$

Обратное значение $\boxed{E_0 = \frac{1}{\beta_v}}$ – модуль нормальной упру-

гости жидкости.

Для воды в обычных условиях $E_0 = 2.1 \cdot 10^9$ Па.

Вязкость является чрезвычайно важным свойством реальной жидкости, проявляющимся при ее движении. При движении жидкости между ее слоями возникают касательные силы трения, за счет которых в движение будет вовлечены все слои жидкости. *Свойство жидкости оказывать сопротивление касательным силам, стремящимся сдвинуть одни частицы по отношению к другим, и называется вязкостью.*

Динамическая вязкость μ - сила трения, приходящаяся на единицу площади соприкасающихся слоев жидкости при градиенте скорости, равной единице.

Эта величина в системе СИ выражается в (Па · сек) или в пуазах (П) и $1 \text{ П} = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{сек}$.

И. Ньютон выдвинул гипотезу о силе трения между отдельными слоями жидкости, которую математически обосновал Н. П. Петров – основоположник гидродинамической теории смазки. Им дана формула для определения касательного напряжения:

$$\tau = \mu \frac{du}{dh}$$

и выражается Н/м^2 , $\frac{du}{dh}$ - **градиент скорости**, т.е. приращение скорости на границах слоя жидкости по глубине.

В гидравлических расчетах широко используется понятие кинематической вязкости:

$$\nu = \mu / \rho$$

и выражается в $\text{м}^2/\text{сек}$.

Ранее этот параметр измерялся в стоксах (ст):

$$1 \text{ ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с}.$$

Вязкость жидкости зависит от вида жидкости и температуры, а при высоком давлении - от давления и проявляется только при движении жидкости.

Кинематическая вязкость ($\text{м}^2/\text{сек}$) воды при атмосферном давлении определяется по формуле Пуазейла:

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,0337t + 0,0002216^2} 10^{-4} \text{ м}^2/\text{сек}.$$

Свободная поверхность, т.е. граница раздела жидкости и газообразной среды, находится в состоянии равномерного **поверхностного натяжения** σ , равного для воды $\sigma = 0,0726 \text{ н/м}$ при $t = 20^\circ\text{С}$. Влиянием поверхностного натяжения можно пренебречь, но в трубках малого диаметра (порах грунта) с ним необходимо считаться, так как этим объясняется капиллярное опускание или поднятие жидкости.

Высота подъема жидкости в узких сосудах определяется по формуле:

$$h = 2\sigma / (\rho g r) \text{ (м)},$$

где r – радиус капилляра.

Смазывающая способность – свойство жидкости образовывать пленки определенной толщины между контактирующими твердыми поверхностями, что ведет к резкому понижению трения. Так, пленки толщиной 0,0007 м и более понижают трение между твердыми поверхностями в десятки раз.

Вспениваемость – способность жидкости образовывать пену при больших скоростях движения, что вредно сказывается на работе гидросистем. Этот параметр зависит от вязкости, поверхностного натяжения, а также от времени эксплуатации, окисления и загрязнения жидкости.

Эмульгируемость – это способность жидкости образовывать с капельками воды мелкодисперсную систему, ухудшающую смазочные свойства жидкости и вызывающую коррозию.

Стойкость к воспламенению характеризуется температурой вспышки смеси паров с окружающим воздухом.

Контрольные вопросы:

1. Перечислите основные физические свойства жидкостей.
2. В чем состоит отличие жидкостей от твердых тел и газов?
3. Что понимают под идеальной жидкостью?
4. Какая связь существует между плотностью и удельным весом жидкостей?
5. В каких единицах измеряют удельный вес в системе СИ?
6. Что такое вязкость жидкости?
7. Какая связь существует между динамической и кинематической вязкостью?

3. ОСНОВЫ ГИДРОСТАТИКИ

Статика жидкости или **гидростатика** – раздел гидравлики изучающий законы равновесия (покоя) жидкости и применяющий их для решения конкретных инженерных задач.

Силы действующие на жидкость, находящуюся в покое:

1. Объемные или массовые силы

Величина данных сил пропорциональна массе жидкости, а для однородных жидкостей ее объему - **собственный вес жидкости**. Также силы инерции и силы электромагнитного происхождения, действующие на токопроводящие жидкости.

2. Поверхностные силы

Силы, действующие на поверхность жидкости другой соприкасающейся с ней жидкостью или твердым телом, – это **силы трения или силы давления**.

3. Внутренние силы

Силы взаимодействия между частицами данного объема жидкости (они взаимно уравниваются и их сумма равна 0) – это **силы трения или давления внутри данного объема жидкости**.

4. Внешние силы

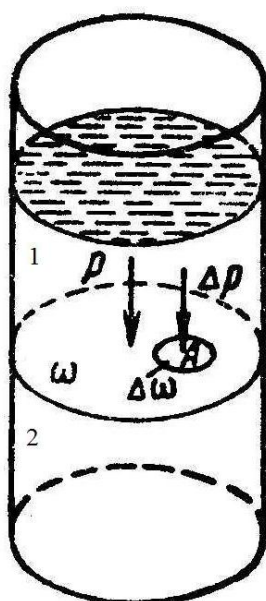
Внешними силами называются силы взаимодействия между жидкостью в заданном объеме и другими вещественными телами или физическими полями – это **поверхностные или объемные силы**.

Примечание: при изучении гидростатики предполагается отсутствие перемещение частиц жидкости относительно друг друга и относительно твердых поверхностей, ограничивающих данный объем жидкости.

Основное понятие гидростатики

Основным понятием гидростатики является понятие гидростатического давления.

Возьмем объем жидкости и выделим в нем определенный объем и поделим его на 2 отсека, заменим действие отсека 1 на отсек 2 силой P .



Сила P , действующая на рассматриваемую площадь ω , называется суммарной силой гидростатического давления, и если разделить ее на рассматриваемую площадь, получим среднее гидростатическое давление:

$$\frac{P}{\omega} = p_{cp}$$

Выделим у точки A какую-то бесконечно малую площадку $\Delta\omega$, на которую будет давить бесконечно малая сила ΔP , обозначим лимит силы ΔP к бесконечно малой площадке $\Delta\omega$ при стремлении $\Delta\omega \rightarrow 0$. Запишем:

$$\lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} (\Delta P / \Delta\omega)$$

и назовем данное выражение **гидростатическим давлением**, обозначив:

$$\lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta P}{\Delta\omega} \right) = p$$

Гидростатическое давление p – это давление в точке жидкости.

Размерность:

– СИ [Н/м²; Па]

– МКГСС - техническая [кг/м²; кг/см²]. 1 кг/см² = 1 техн.атм.

Свойства гидростатического давления

1. Гидростатическое давление всегда направлено **по нормали** к площадке (т.е. **перпендикулярно**), на которую оно действует, и является сжимающим.

Если бы гидростатическое давление было направлено не по нормали, был бы сдвиг жидкости, а рассматривается равновесие, т.е. покой жидкости.

2. Величина (цифровое значение) гидростатического давления в данной точке **не зависит** от ориентировки площадки в пространстве жидкости, т.е. угла наклона площадки, на которой находится точка ее приложения.

Гидростатическое давление в исследуемой точке зависит лишь от положения ее в пространстве, т.е. давление p для заданной жидкости является **функцией координат** этой точки:

$$p = f(x, y, z) \cdot$$

Дифференциальное уравнение Эйлера для жидкости находящейся в равновесии (покое)

Данные уравнения устанавливают зависимость гидростатического давления от характера действующих в жидкости массовых сил:

$$\begin{cases} F_x - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \\ F_y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \\ F_z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \end{cases}$$

F_x, F_y, F_z – проекции массовой силы, отнесенной к единице массы жидкости, на координатные оси;

$\frac{\partial p}{\partial x}; \frac{\partial p}{\partial y}; \frac{\partial p}{\partial z}$ – частная производная, которая называется

градиентом гидростатического давления.

Основное уравнение гидростатики

Решение дифференциальных уравнений Эйлера дает основное уравнение гидростатики в дифференциальной форме:

$$dp = \rho \cdot (F_x \cdot dx + F_y \cdot dy + F_z \cdot dz),$$

где dp – полный дифференциал гидростатического давления; F_x, F_y, F_z – проекции объемной силы, отнесенной к единице массы жидкости, на координатные оси x, y, z .

Из дифференциальных уравнений Эйлера для однородной несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$), находящейся только в поле сил тяжести

$$\begin{cases} F_x = 0 \\ F_y = 0 \\ F_z = -g \end{cases},$$

после преобразования уравнения гидростатики в дифференциальной форме получаем

$$g \cdot dz + \frac{1}{\rho} dp = 0,$$

интегрирование которого дает:

$$\boxed{z + \frac{p}{\rho g} = \text{const}}$$

Это уравнение является общим **законом гидростатики** – полный запас удельной потенциальной энергии в любой

точке покоящейся жидкости есть величина постоянная (частное выражение общего закона сохранения энергии).

Из закона гидростатики получаем выражение, которое обычно называют **основным уравнением гидростатики** или более точно – **уравнением изменения гидростатического давления покоящейся жидкости по глубине**:

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \rho \cdot g \cdot h,$$

где $p_{\text{абс}}$ – абсолютное (полное) давление;

p_0 – внешнее избыточное давление;

$\rho \cdot g \cdot h$ – избыточное давление по глубине (манометрическое давление), обусловленное весом жидкости, т.е. **весовое давление**.

Внешнее избыточное давление p_0 может быть больше атмосферного или равно атмосферному давлению и тогда выражение принимает вид:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} + \rho \cdot g \cdot h.$$

Выводы из основного уравнения гидростатики:

1. На сколько увеличивается внешнее поверхностное давление p_0 , на столько же возрастет абсолютное давление $p_{\text{абс}}$ – **закон Паскаля**.
2. С увеличением глубины давление возрастает по **линейному закону** $P = f(h)$ – **гидростатический закон распределения давления по глубине**.
3. **Поверхность равного гидростатического давления** находится только в поле сил тяжести и представляет, собой горизонтальную поверхность, на которой в любой точке давление будет одинаковым.

Часто давление измеряется в технических атмосферах:

- абсолютное давление $p_{\text{абс}}$ – *ата*;
- атмосферное давление $p_{\text{атм}}$ – *атм* или *ат*;
- манометрическое (избыточное давление) $p_{\text{изб}}$ – *ати*.

1 техническая атмосфера = 1 кг/см² = 10 000 кг/м² = 0,98 бар.

В случае, когда абсолютное гидростатическое давление на поверхности жидкости в резервуаре меньше атмосферного давления $p_{\text{абс}} < p_{\text{атм}}$, то имеет место разрежение или вакуум, который представляет собой разность между атмосферным и абсолютным давлением:

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}}.$$

Вакуум – недостаток давления до атмосферного.

Вакуум может быть выражен высотой столба жидкости $h_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}}}{\rho g}$.

Максимальная величина вакуума при абсолютном гидростатическом давлении равном нулю $p_{\text{абс}} = 0$:

$p_{\text{вак}} = p_{\text{атм}} = 1 \text{ ати} = 98100 \text{ н/м}^2$ или выражая высотой водяного столба:

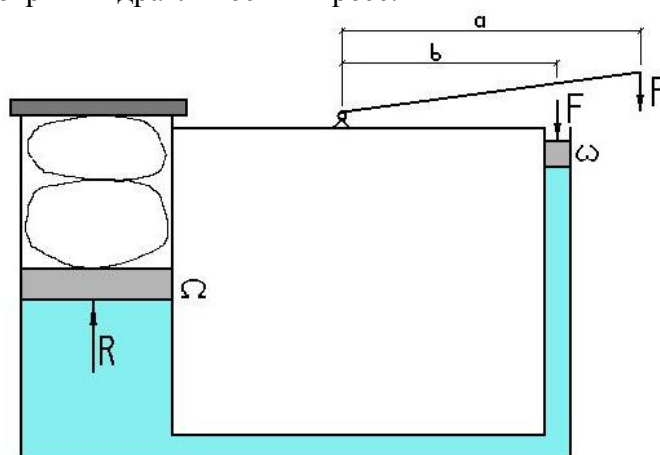
$$h_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{атм}}}{\gamma} = \frac{10000 \text{ кг/м}^2}{1000 \text{ кг/м}^3} = 10 \text{ м вод. ст.}$$

В инженерном оборудовании высота вакуума не превышает 5 ÷ 8 м водяного столба.

Закон Паскаля

В замкнутом сосуде внешнее давление, действующее на пограничную поверхность жидкости, находящуюся в равновесии, передается внутрь жидкости одинаково во все ее точки.

Рассмотрим гидравлический пресс.



где ω – площадь поверхности маленького поршня;

Ω – площадь поверхности большого поршня;

F – сила, действующая на поверхность маленького поршня;

R – сила, действующая на поверхность большого поршня;

P – сила давления груза на рычаг.

$$\frac{P}{F} = \frac{b}{a}$$

Применяем уравнения моментов и равновесия рычага:

$$F = P \cdot \frac{a}{b} \rightarrow a > b \quad F > P$$

$$p = F \cdot \omega = P \cdot \frac{a}{b\omega}, \text{ получаем, что}$$

$$R = p \cdot \Omega = \frac{F}{\omega} \cdot \Omega$$

$$\downarrow$$

$$R = P \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{\Omega}{\omega}$$

Выводы из закона Паскаля:

1. Сила R будет больше силы P во столько же раз, во сколько площадь Ω больше площади ω и отношения длин рычага a к b;
2. В отличие от твердых тел жидкость передает не силу, а давление.

Построение эпюр гидростатического давления на плоские поверхности

При решении конкретных инженерных задач, связанных с расчетами конструкций, находящихся под воздействием жидкостей, необходимо учитывать давление на сооружение в целом или на его часть. При расчетах обычно учитывают избыточное гидростатическое давление по глубине.

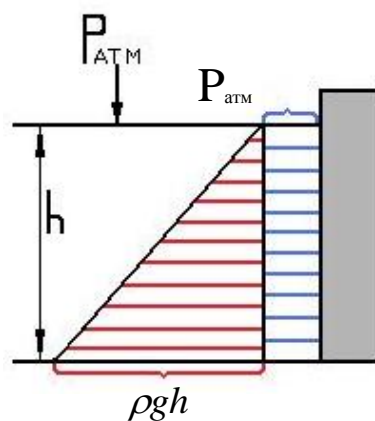
Особый вид графика, показывающий распределение величины гидростатического давления жидкости по глубине на стенку, *называется эпюрой гидростатического давления*.

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \rho \cdot g \cdot h .$$

При частном случае $p_0 = p_{\text{атм}}$ уравнение имеет вид:

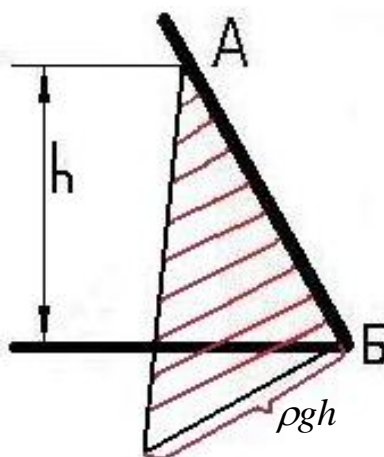
$$p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} + \rho \cdot g \cdot h .$$

Эпюра абсолютного давления

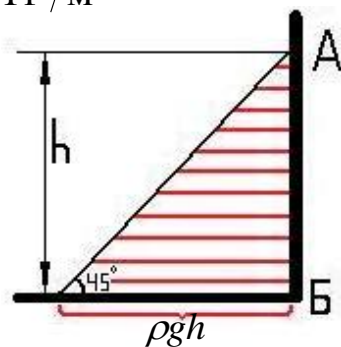


Построение эпюр избыточного гидростатического давления

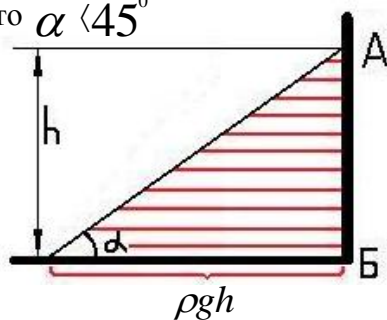
В точке А избыточное давление равно 0. В точке Б $p_{\text{изб}} = \rho \cdot g \cdot h$ и соединяем отложенное значение ρgh с точкой А прямой линией.



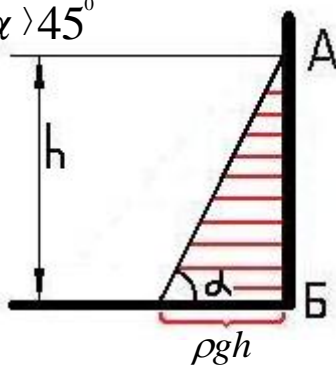
При качественном анализе воздействия избыточного гидростатического давления на плоскую стенку, если вода $\rho \cdot g \cdot h = \gamma \cdot h = 1 \text{ Т / м}^2$, то угол α принимается равным 45° .



Если удельный вес жидкости больше удельного веса воды $\gamma_{\text{ж}} > \gamma_{\text{в}}$, то $\alpha < 45^\circ$

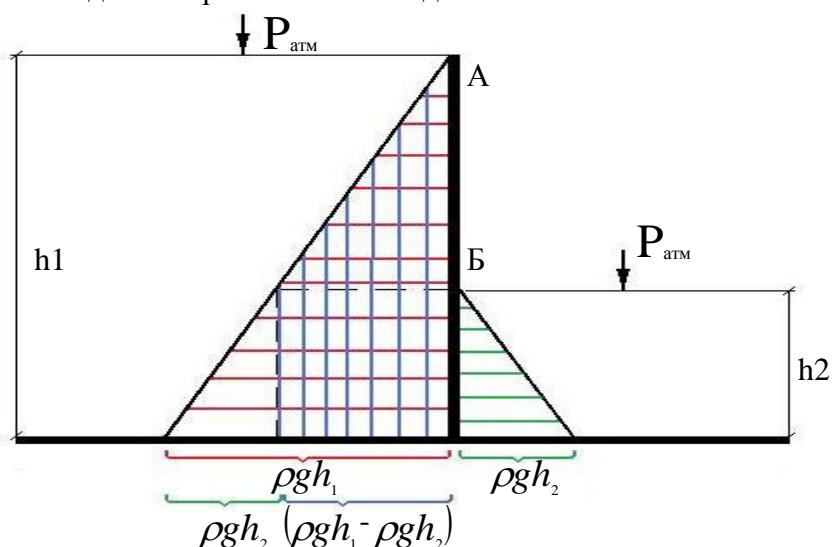


Если удельный вес жидкости меньше удельного веса воды $\gamma_{\text{ж}} < \gamma_{\text{в}}$, то $\alpha > 45^\circ$



Построение суммарной эпюры гидростатического давления

Рассмотрим вертикальную стенку АВС, ограниченную слева АБС водой и справа БС тоже водой.



Два треугольника слева и справа взаимно уничтожаются, так как $\rho \cdot g \cdot h_2$ одинаковы.

В точке С значение суммарного гидростатического давления будет равно $\rho g h_1 - \rho g h_2$.

Определение суммарной силы гидростатического давления на плоские поверхности и центра давления

При расчете сооружений необходимо учитывать не только распределение давления, но и суммарную силу гидростатического давления на стенку.

Точка приложения суммарной силы гидростатического давления **P** к стенке называется **центром давления (ЦД)**.

Суммарная сила гидростатического давления **P** есть **равнодействующая** эпюры гидростатического давления.

Суммарная сила гидростатического давления на плоские стенки и центр давления определяется 2 методами (способами):

1. графическим методом (графоаналитическим методом);
2. аналитическим методом.

Графический метод определения суммарной силы гидростатического давления (P) и центра давления (ЦД)

Порядок расчета:

1. строится эпюра гидростатического давления на плоскую стенку;
2. находится центр тяжести (ЦТ) эпюры гидростатического давления;
3. определяется суммарная сила гидростатического давления по формуле:

$$P = S_{\text{эп}} \cdot b, \text{ где}$$

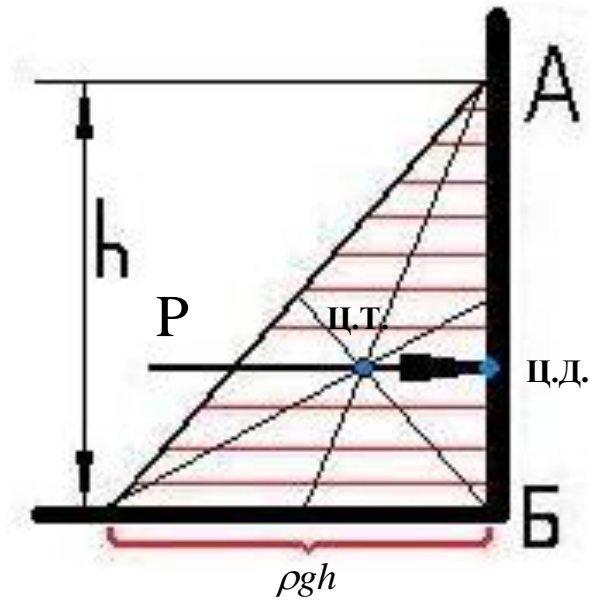
$S_{\text{эп}}$ – площадь эпюры гидростатического давления;

b – ширина стенки.

Суммарная сила гидростатического давления численно равна объему эпюры.

4. вектор суммарной силы гидростатического давления проводится через центр тяжести (ЦТ) эпюры по нормали к стенке, и точка приложения ее на стенке и будет **центром давления (ЦД)**.

Пример 1.

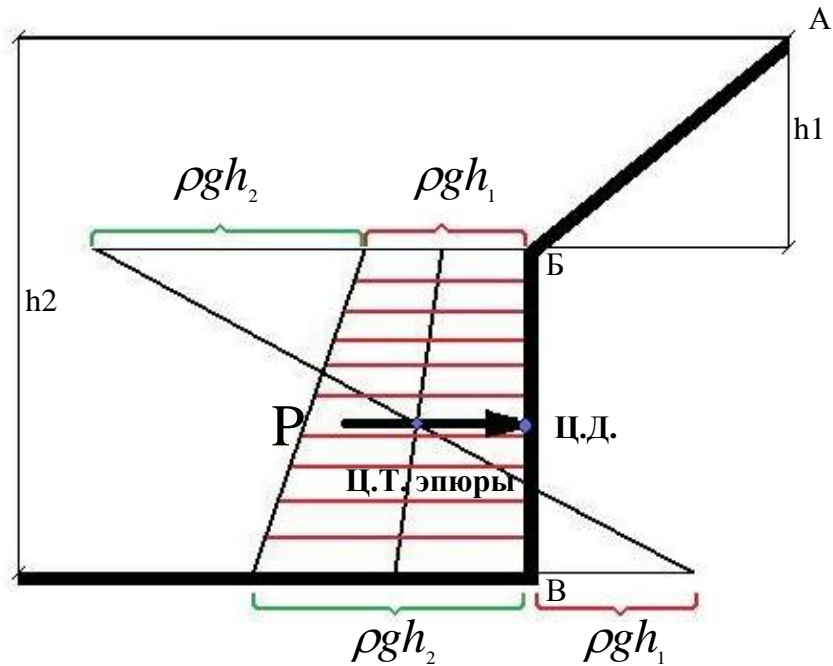


Проводятся медианы путем деления сторон пополам. Пересечение медиан дает центр тяжести **ЦТ** эпюры:

$$P = S_{\text{эп}} \cdot b = \frac{1}{2} \rho g h^2 \cdot b, \text{ так как}$$

$$S_{\text{эп}} = \frac{1}{2} \rho g h \cdot h = \frac{1}{2} \rho g h^2.$$

Пример 2.

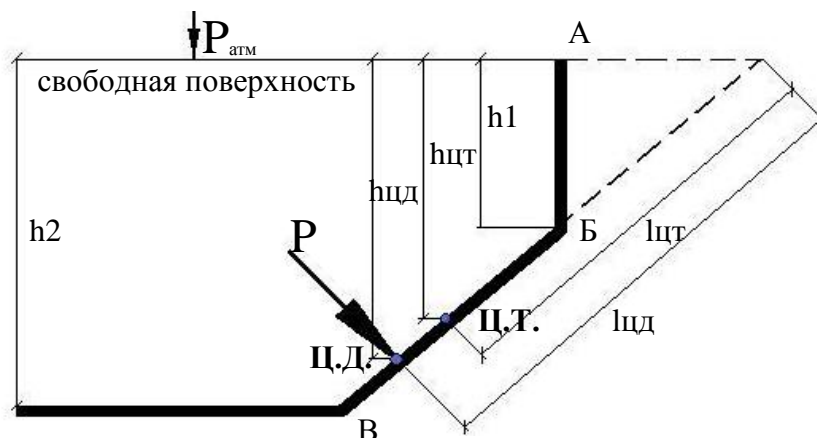


Основания трапеции делятся пополам, соединяются линией, прикладывается верхнее основание $\rho g h_1$ к нижнему с любой стороны, а нижнее основание $\rho g h_2$ сверху с противоположной стороны и снова соединяются. Точка пересечения и будет центром тяжести трапеции:

$$P = S_{\text{эп}} \cdot b = \frac{\rho g \cdot (h_1 + h_2)}{2} \cdot (h_2 - h_1) \cdot b, \text{ так как}$$

$$S_{\text{эп}} = \frac{\rho g h_1 + \rho g h_2}{2} \cdot (h_2 - h_1) = \frac{\rho g \cdot (h_1 + h_2)}{2} (h_2 - h_1).$$

**Аналитический метод определения суммарной силы
гидростатического давления (Р) и центра давления (ЦД)**



$$P = \rho g h_{\text{цт}} \cdot \omega, \text{ где}$$

$h_{\text{цт}}$ – глубина до центра тяжести стенки, который находится посередине площади стенки;

ω – площадь стенки.

Координаты центра давления:

$$l_{\text{цд}} = l_{\text{цт}} + \frac{J}{\omega \cdot l_{\text{цт}}}, \text{ где}$$

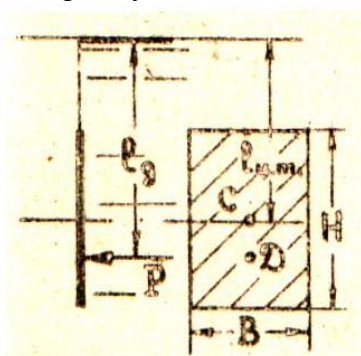
$l_{\text{цт}}$ – расстояние от свободной поверхности до центра тяжести стенки ЦТ.

$l_{\text{цд}}$ – расстояние от свободной поверхности до центра давления ЦД.

J – момент инерции стенки относительно оси, проходящий через ее центр тяжести, параллельно линии уреза жидкости.

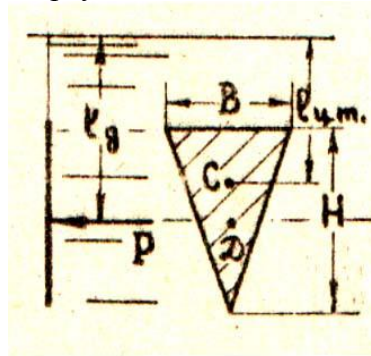
Моменты инерции для фигур:

Прямоугольная площадка



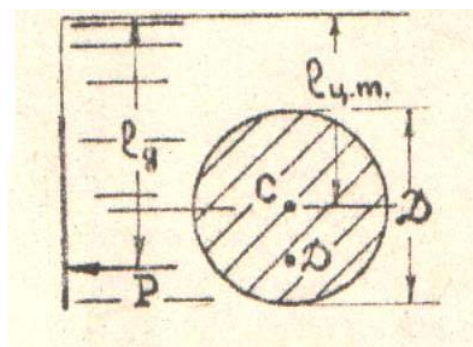
$$I_0 = \frac{BH^3}{12}$$

Треугольная площадка



$$I_0 = \frac{BH^3}{36}$$

Круглая площадка



$$I = \frac{\pi D^4}{64}$$

Центр давления всегда расположен ниже центра тяжести рассматриваемой стенки, а расстояние между центром тяжести стенки и центром давления называется **эксцентриситетом**.

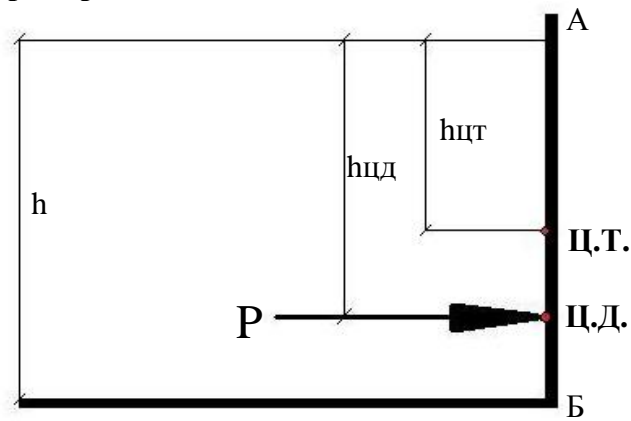
Исключением являются два случая, когда **центр тяжести совпадает с центром давления**:

1. стенка конечных размеров погружена на бесконечно большую глубину;
2. стенка расположена горизонтально.

Если стенка расположена вертикально, то $\ell_{цг} = h_{цг}$ и $\ell_{цд} = h_{цд}$, тогда:

$$h_{цд} = h_{цг} + \frac{J}{\omega \cdot h_{цг}}$$

Пример 3.



$$P = \rho g h_{цг} \cdot \omega$$

$$h_{цг} = h / 2$$

$$P = \rho g \frac{h}{2} \cdot hb = \frac{1}{2} \cdot \rho g h^2 b$$

$$\omega = h \cdot b$$

Определение суммарной силы гидростатического давления и центра давления на цилиндрические поверхности

$$P = \sqrt{P_G^2 + P_B^2}$$

Горизонтальная составляющая суммарной силы гидростатического давления P_G приложена к центру давления вертикальной проекции криволинейной поверхности:

$$P_G = S_{\text{эп}} \cdot b \quad \text{или} \quad P_G = \rho g h_{\text{цт}} \cdot \omega \cdot$$

Вертикальная составляющая суммарной силы гидростатического давления проходит через центр тяжести тела давления (ТД), прикладывается к криволинейной поверхности и равна весу жидкости в объеме тела давления (рис. 4 А и Б):

$$P_B = \rho g \cdot V_{\text{тд}} = \gamma \cdot V_{\text{тд}} \cdot$$

Для случая на рисунке 4 В и Г, как таковое тело давления отсутствует, поэтому принимаем фиктивное (ФТД) или мнимое тело давления (МТД):

$$P_B = \rho g \cdot V_{\text{фтд}} = \gamma \cdot V_{\text{фтд}} \cdot$$

Направление суммарной силы гидростатического давления P определяется углом ее наклона к горизонту, т.е. углом α , который может быть установлен из соотношений:

$$\cos \alpha = \frac{P_G}{P} \quad \text{или} \quad \sin \alpha = \frac{P_B}{P}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P_B}{P_G} \cdot$$

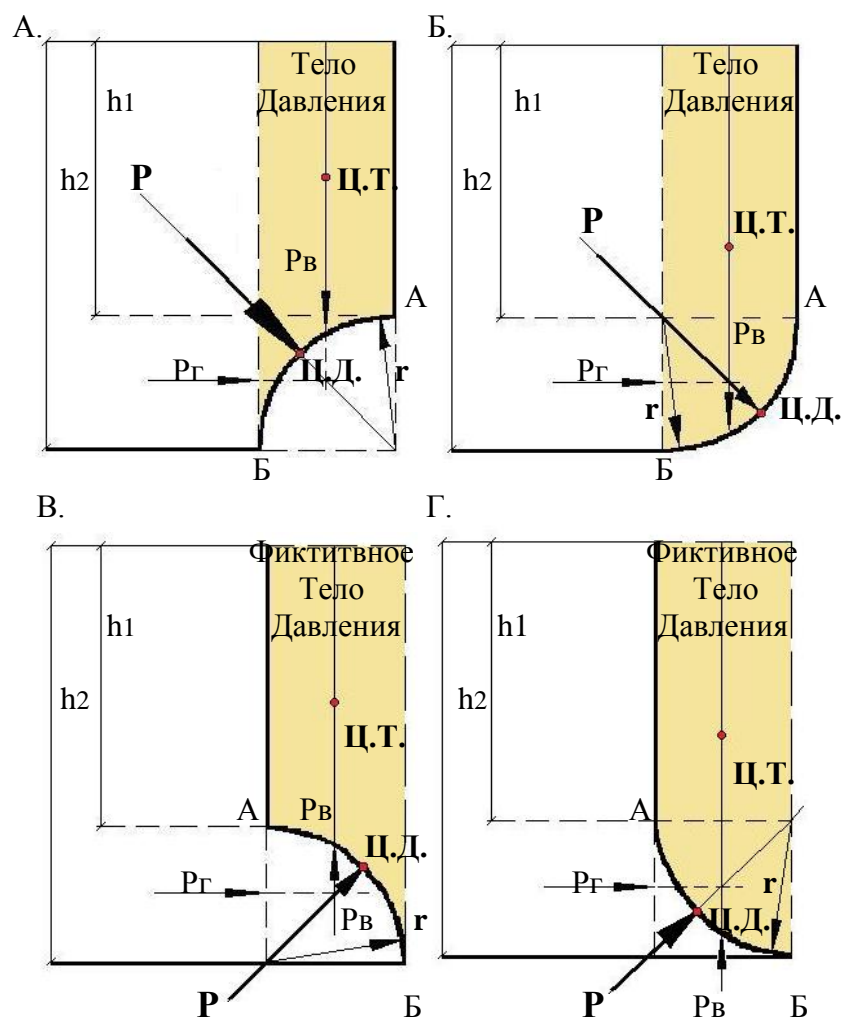


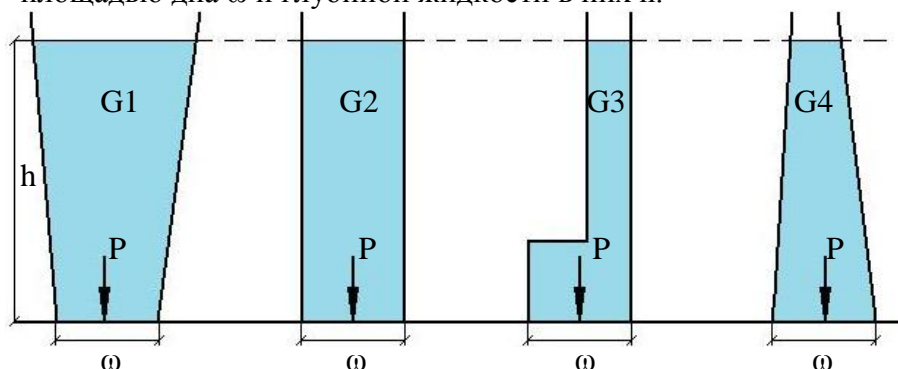
Рис. 4.

Сопоставляя рисунки 4 А, Б и В, Г, можно различить воздействие жидкости на цилиндрическую поверхность.

На рисунках 4 А и Б жидкость давит сверху вниз, а на В и Г выталкивает цилиндрическую поверхность вверх.

Гидростатический парадокс

Возьмем сосуды разного объема, но с одинаковой площадью дна ω и глубиной жидкости в них h .



Гидростатическое давление на дно будет одинаковое:

$$p = \rho g h .$$

Суммарная сила гидростатического давления на дно будет тоже одинаковая:

$$P = p \cdot \omega = \rho g h \cdot \omega ,$$

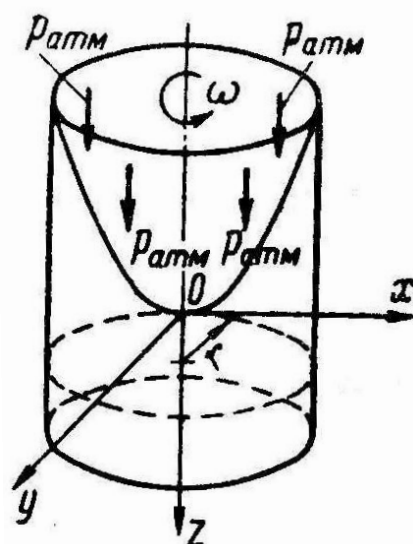
а вес будет разным:

$$G = \rho g \cdot V_{\text{ж}} .$$

Таким образом, величина гидростатического давления и суммарная сила гидростатического давления на дно сосуда зависят от рода жидкости, площади дна сосуда ω , глубины h в сосуда, но не зависят от формы сосуда, т.е. от объема жидкости в нем $V_{\text{ж}}$.

Относительный покой (равновесие) жидкости

Случай №1.



Если открытый цилиндрический сосуд радиусом r наполнить жидкостью и вращать его по вертикальной оси с постоянной угловой скоростью ω , то благодаря силам трения жидкость в сосуде тоже начинает вращаться с такой же угловой скоростью ω , т.е. жидкость находится в равновесии относительно сосуда.

Из механики известно, что уравнение относительного покоя или равновесия может быть получено из общего

уравнения равновесия, если к действующим силам добавить силы инерции переносного движения, и решая эти уравнения получим:

$$p = p_{\text{атм}} + \rho gh + \frac{\gamma \cdot \omega^2 \cdot r^2}{2g} = p_{\text{атм}} + \rho gh + \rho \frac{\omega^2 \cdot r^2}{2}.$$

Давление по радиусу вращения изменяется по закону квадратичной параболы.

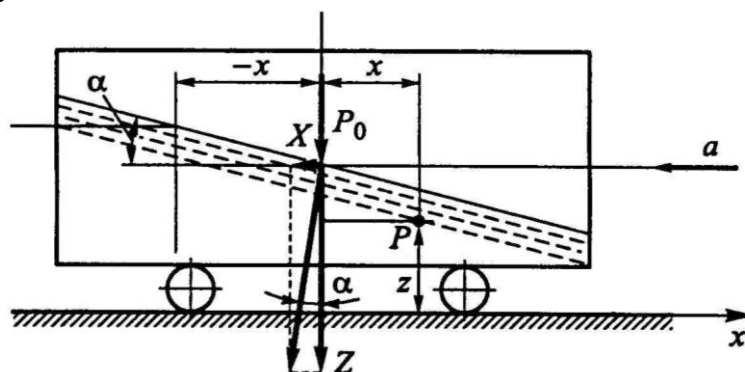
Данное уравнение позволяет получить величину гидростатического давления в любой точке жидкости, находящейся в относительном покое при вращении сосуда с постоянной угловой скоростью ω .

В результате действия центробежных сил **увеличение давления**, выраженное слагаемым $\left(\frac{\gamma \cdot \omega^2 \cdot r^2}{2g} \right) = \left(\rho \frac{\omega^2 \cdot r^2}{2} \right)$,

быстро растет по мере увеличения скорости вращения сосуда по сравнению с увеличением гидростатического давления по глубине γh .

Данный закон применяется в стиральных машинах, миксерах, тахометрах, сепараторах и т.д.

Случай №2.



Если резервуар с жидкостью движется прямолинейно равноускоренно, то жидкость также находится в относительном покое.

В данном случае на жидкость в резервуаре кроме сил тяжести действует сила инерции $\mathbf{F} = \mathbf{ma}$ и единичная массовая сила инерции, численно равная ускорению движения \mathbf{a} , резервуара жидкости, и направлена в сторону обратную движению.

Решая дифференциальные уравнения Эйлера при условиях:

$$\begin{cases} F_x = -a \\ F_y = 0 \\ F_z = -g \end{cases},$$

получаем координаты свободной поверхности:

$$Z_i = Z_0 - \frac{a}{g} x ,$$

где Z_i – текущая координата поверхности.

Полученное уравнение показывает, что свободная поверхность в резервуаре представляет собой плоскость, наклонную к горизонту под углом α .

$$\text{Отношение ускорений } a \text{ и } g \text{ равно } \operatorname{tg} \alpha = -\frac{a}{g} .$$

Поверхности равного давления в жидкости будут представлять плоскости, параллельные свободной поверхности и находящиеся на равных глубинах погружения.

Закон Архимеда

Погруженная в покоящуюся жидкость тело находится под действием вертикальной подъемной силы, равной весу жидкости, вытесненной этим телом, или подъемная сила равна весу жидкости в объеме этого тела:

$$P = \rho \cdot g \cdot h \cdot \omega = \rho \cdot g \cdot V ,$$

где P – подъемная сила (Архимедова сила), направленная всегда вверх и приложена в центре тяжести вытесненного объема жидкости, который называется центром водоизмещения;

V – объем рассматриваемого тела.

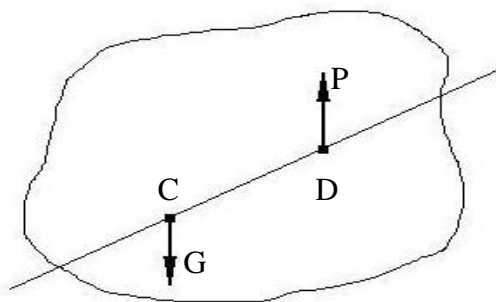
Плавание тел

Три случая плавания твердого тела:

1. Если подъемная сила больше веса тела $P > G$, тогда $P - G = R$, где R – равнодействующая. Тело всплывает вверх, пока подъемная сила не сравняется с весом тела $P = G$, а $R = 0$ – надводное плавание тел.
2. Если подъемная сила меньше веса тела $P < G$, тогда R будет направлено сверху вниз – тело будет погружаться, тонуть.
3. Если подъемная сила равна весу тела $P = G$, $R = 0$, тело будет плавать в погруженном состоянии – подводное плавание тел.

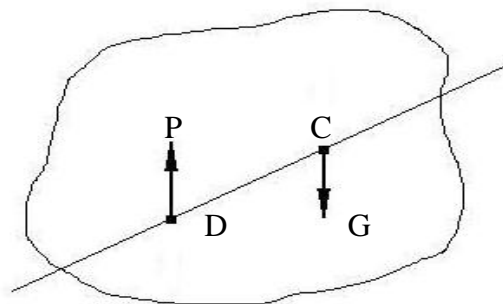
В свою очередь подводное плавание тел также имеет три случая:

- а) центр тяжести тела C расположен ниже центра водоизмещения D ;



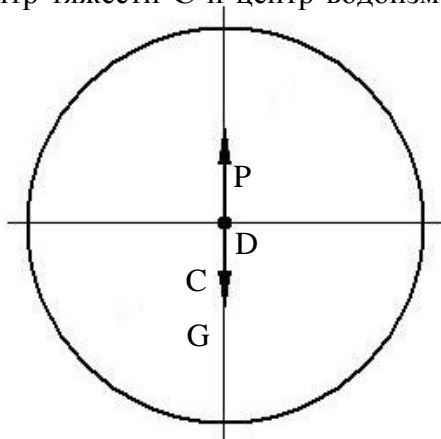
Тело, выведенное из равновесия, стремится к прежнему состоянию, т.е. тело находится в **устойчивом состоянии равновесия**.

б) центр тяжести тела **C** расположен выше центра водоизмещения **D**;



Тело, выведенное из равновесия, не может возвратиться к начальному положению – тело находится в **неустойчивом состоянии равновесия**.

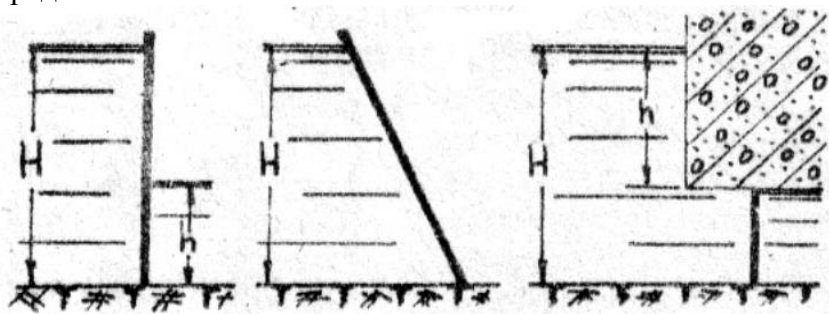
в) центр тяжести **C** и центр водоизмещения **D** совпадают.



Тело, плавающее на глубине, может сохранять любое положение в которое оно приведено действием внешних сил – тело находится в **безразличном состоянии равновесии**.

Контрольные вопросы:

1. Напишите уравнение основного закона гидростатики. Поясните энергетический смысл членов уравнения.
2. Напишите формулу гидростатического давления в точке и его размерность в системах МКГСС и СИ.
3. Какими приборами измеряется давление?
4. Построить эпюры гидростатического давления на стенки, представленные ниже



5. Дать определение гидростатического давления.
6. Какое свойство гидростатического давления вам известно?
7. Что называется абсолютным и избыточным давлением?
8. Что называется вакуумом, вакуумметрической высотой и вакуумметрическим давлением?
9. Что называется пьезометрическим и гидростатическим напором?
10. Что называют поверхностью равного давления?

4. ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ

Гидродинамика изучает законы движения жидкости и их использование для решения конкретных инженерных задач.

Разделом гидродинамики является **кинематика**.

Кинематика – раздел гидродинамики, изучающий распределение скоростей в потоке без рассмотрения сил, вызывающих это распределение.

Задачами гидродинамики являются:

1. определение пропускной способности водотоков;
2. подбор (выбор) гидромашин для подачи жидкости.

Основные характеристики потока

1. Объем (V) – количество жидкости, протекающей через живое сечение трубы за какой-то период времени.

2. Объемный расход (Q) – количество жидкости протекающей через живое сечение трубы в единицу времени.

3. Напор (H или h) – энергетическое выражение давления в линейных единицах.

4. Средняя скорость потока (v) – скорость движения жидкости, определяющаяся отношением расхода жидкости Q к площади живого сечения ω .

5. Местная скорость (u) – скорость в данном месте (точке) потока жидкости.

6. Живое сечение (ω) – сечение, которое занимает жидкость в водотоке (трубе, канале, реке).

Примечание:

весовой расход (G) обычно используется для гидравлического расчета нефти и нефтепродуктов.

5. МЕТОДЫ ИЗУЧЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Метод Эйлера

В потоке движущейся жидкости берем какую-то область, намечаем неподвижные точки и следим за скоростями частиц жидкости проходящими через эти неподвижные точки. Каждому моменту времени соответствует своя картина скоростей.

Линия тока – это линия в каждой точке, которой вектор скорости касателен к ней.

О потоке в целом судим по скоростям в отдельных неподвижных точках пространства.

Линия тока относится к определенной совокупности различных частиц, рассматриваемых в данный момент времени.

Метод Лагранжа

В потоке жидкости выбираем какую-то область, намечаем ряд движущихся частиц и следим за их движением. Соединяем следы, оставленные частицами, и получаем траекторию движения частиц жидкости.

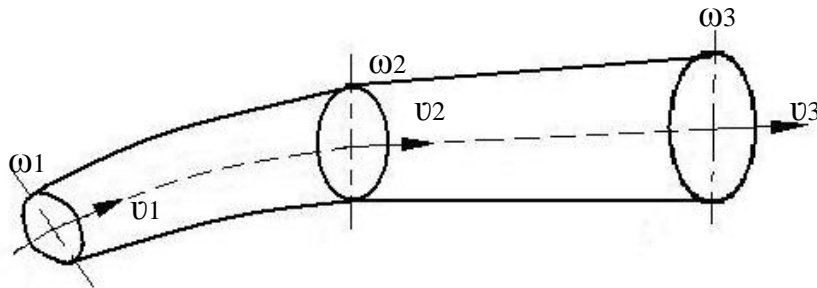
Траектория движения – след, оставленный частицей жидкости.

О потоке судим по совокупному рассмотрению движения частиц жидкости, непрерывно меняющих свои траектории.

Траектория относится к одной определенной частице, изучаемой в течение определенного отрезка времени.

При установившемся движении линии тока и траектории совпадают.

Уравнение неразрывности или сплошности для потока реальной жидкости в практическом виде



$$Q = \mathcal{G}_1 \omega_1 = \mathcal{G}_2 \omega_2 = \mathcal{G}_3 \omega_3$$

$$\boxed{\mathcal{G}\omega = const}$$

Уравнение неразрывности или сплошности потока жидкости в практическом виде.

$$\boxed{\frac{\mathcal{G}_1}{\mathcal{G}_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}}$$

Классификация движения жидкости

I. ВИДЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

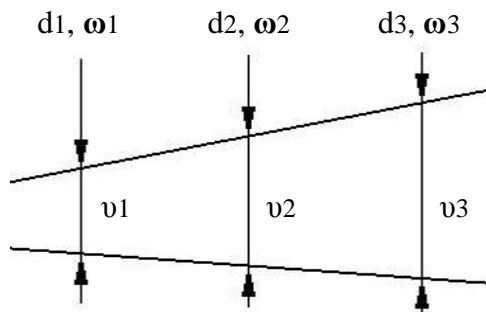
1. Установившееся движение жидкости – такое движение, при котором скорость и давление частиц жидкости зависят от координат и не зависят от времени:

$$u = f(x, y, z);$$

$$P = f(x, y, z).$$

а) Установившееся равномерное – средняя скорость потока постоянна по всей его длине при постоянном живом сечении ($d = const$ для трубопроводов).

б) Установившееся неравномерное – средние скорости по сечению меняются, но в данном сечении всегда постоянны.

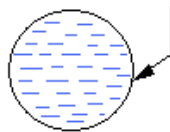


2. Неустановившееся движение потока – скорости и давления частиц жидкости в потоке зависят и от координат, и от времени:

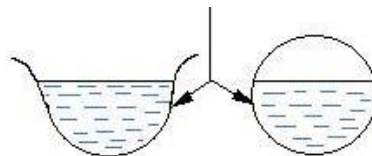
$$u = f(x, y, z, t);$$

$$P = f(x, y, z, t).$$

3. Напорное движение потока – при движении жидкость занимает все сечение трубы.



4. Безнапорное движение потока – жидкость занимает часть сечения.



При безнапорном движении жидкость течет за счет гравитационных сил (собственный вес жидкости) и уклона поверхности водотока (трубы, канала, реки).

Изучается в основном **установившееся напорное движение потока жидкости**.

II. РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ

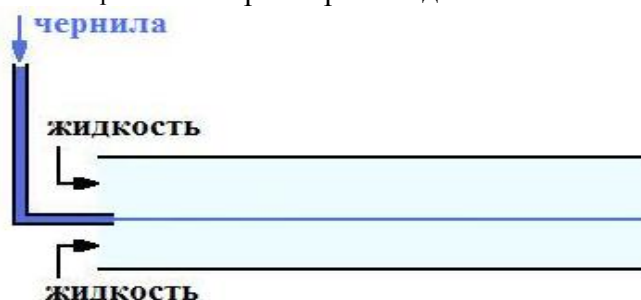
Существуют два режима движения жидкости:

- **ламинарный** режим движения;
- **турбулентный** режим движения.

Режимы движения жидкости определяются по числу Рейнольдса Re и сравниваются с числом Рейнольдса критическим $Re_{кр}$:

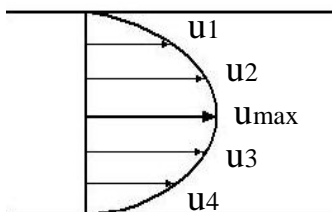
- $Re_{кр} = 2320$ – для напорного потока;
- $Re_{кр} = 580$ – для безнапорного потока.

Если $Re < Re_{кр}$ – ламинарный режим движения.



Ламинарный режим движения характеризуется параллельноструйчатым движением потока.

Распределение скоростей по сечению трубы **при ламинарном режиме движения** жидкости подчиняется **параболическому закону**.



Это объясняется тем, что при ламинарном режиме движения вектор скорости каждой точки движущейся жидкости постоянен во времени по величине и направлению. Абсолютное значение скорости в данной точке определяется только положением точки в пространстве. Максимальная скорость наблюдается на оси трубы, а у стенки трубы она равна нулю.

$$U = U_{\max} \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right],$$

где U_{\max} - максимальная скорость;

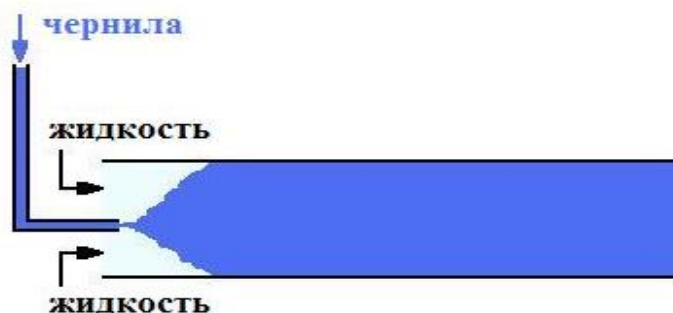
r_0 - радиус трубы;

r - текущая координата, изменяющаяся от нуля на оси трубы до r_0 у стенки.

Формула показывает, что эпюра местной скорости по диаметру трубы при ламинарном режиме очерчена *параболой*. Максимальная скорость при ламинарном режиме равна удвоенной средней скорости.

$$u_{\max} = 2 \cdot \mathcal{G}, \text{ а средняя скорость } \mathcal{G} = u_{\max} / 2$$

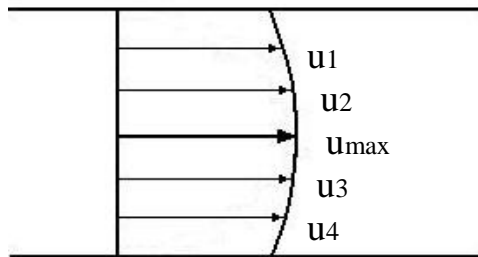
Если $Re > Re_{кр}$ – турбулентный режим движения.



Турбулентный режим движения характеризуется пульсацией скоростей и давлений частиц жидкости в потоке и хаотичным перемешиванием их.

Пульсация – резкое изменение параметров.

При турбулентном режиме движения распределение скоростей по сечению трубы подчиняется **логарифмическому закону**.



В любой момент времени *продольная* местная скорость (в направлении оси X) может быть записана в виде:

$$U_x = \bar{U}_x \pm U'_x,$$

где: \bar{U}_x - осредненная продольная скорость;

U'_x - пульсационная скорость.

За достаточно большой промежуток времени величина осредненной продольной скорости $\bar{U}_x = \text{const}$, а $\sum U'_x = 0$.

Поперечные местные скорости (в направлении осей Y и Z) записываются аналогично:

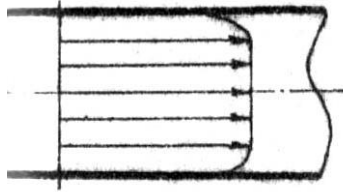
$$U_Y = \bar{U}_Y \pm U'_Y,$$

$$U_Z = \bar{U}_Z \pm U'_Z.$$

За достаточно длительный промежуток времени, при установившемся турбулентном движении поперечные местные скорости U_Y и U_Z равны нулю.

Наличие турбулентного перемешивания приводит к сравнительно более равномерному распределению величин местных скоростей по живому сечению. Чем больше средняя скорость движущейся жидкости, тем больше проникновение ча-

стиц жидкости из одного слоя в другой, тем более выравнивается эпюра местных скоростей, приближаясь в пределе к прямоугольнику.



Распределение скоростей в турбулентном потоке подчиняется *логарифмическому закону*:

$$U = \frac{U_*}{\chi} \ln y + C ,$$

где U_* - динамическая скорость:

$$U_* = \sqrt{g I R} ,$$

χ - коэффициент пропорциональности (постоянная Кармана); для турбулентного потока в трубах $\chi = 0.40$;

I - гидравлический уклон;

R - гидравлический радиус трубы;

C - постоянная интегрирования, определяемая при условии $y = r_0$.

Формулы числа Рейнольдса при *напорном* виде движения:

1. труба круглого сечения:

$$\text{Re} = \frac{g \cdot d \cdot \rho}{\mu} ,$$

где g - средняя скорость потока;

d - диаметр трубы;

ρ – плотность жидкости;

μ – динамический коэффициент вязкости.

Если заменить динамический коэффициент вязкости кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = \frac{\mu}{\rho}$:

$$\text{Re} = \frac{g \cdot d}{\nu}$$

2. труба произвольного сечения (квадратного, прямоугольного):

Формула числа Рейнольдса при *напорном* виде движения:

$$\text{Re} = \frac{g \cdot 4R}{\nu}$$

$$R = \frac{\omega}{\chi},$$

где R – гидравлический радиус;

ω – площадь живого сечения;

χ – смоченный периметр.

Формула числа Рейнольдса при *безнапорном* виде движения:

$$\text{Re} = \frac{g \cdot R}{\nu}$$

Физический смысл числа Рейнольдса – показатель кинетичности потока, т.е. чем больше число Рейнольдса, тем большей кинетической энергией обладает поток.

Примечание: в природе ламинарный режим движения жидкости встречается крайне редко, это:

- кровообращение;
- фильтрация жидкости через грунт;
- перекачка очень вязких жидкостей или нефтепродуктов.

III. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СТРУИ

Вид движения, при котором поток ограничен газообразной средой (воздухом).

Контрольные вопросы:

1. Дайте общую характеристику ламинарного и турбулентного режимов движения жидкости (формы движения частиц, эпюры скоростей, пульсация скоростей и давлений и т.п.).
2. Напишите формулу числа Рейнольдса и поясните значение входящих в формулу величин.
3. Как изменяются касательные напряжения по диаметру трубы? Поясните различие в величине касательных напряжений при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости.
4. Как зависят потери энергии от скорости при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости?
5. Приведите примеры турбулентного и ламинарного режимов движения потока для жидкостей с различной вязкостью.
6. Влияние температуры жидкости на режим движения жидкости?
7. Связь между динамическим коэффициентом вязкости μ и кинематический коэффициент вязкости ν ?

Дифференциальные уравнения Эйлера движения идеальной жидкости

Из дифференциальных уравнений Эйлера для жидкости находящейся в покое, вводя в эти уравнения, согласно принципу Даламбера, силу инерции отнесенную к единице массы жидкости получим:

$$\left. \begin{aligned} F_x - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{du_x}{dt} \\ F_y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} &= \frac{du_y}{dt} \\ F_z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} &= \frac{du_z}{dt} \end{aligned} \right\},$$

где J - сила инерции;

J_x, J_y, J_z - проекции сил инерции на координатные оси;

$\frac{du_x}{dt}, \frac{du_y}{dt}, \frac{du_z}{dt}$ - проекции ускорения на координатные оси;

$$J_x = -\frac{du_x}{dt}, J_y = -\frac{du_y}{dt}, J_z = -\frac{du_z}{dt}$$

«-» знак минус обозначает, что сила инерции направлена в противоположную сторону движения.

Система данных уравнений устанавливает связь между проекциями объемных сил и скоростей, давлением и плотностью.

При течении реальной жидкости в потоке возникают напряжения, которые раскладываются на нормальные и касательные составляющие:

1. нормальное напряжение (давление) определяемое в любой точке потока;
2. дополнительное напряжение, состоящее из 3-х нормальных и 3-х касательных составляющих.

Эти системы напряжений зависят в каждой точке потока от ориентации площадки, на которой возникает напряжение.

Решая совместно уравнение Эйлера, с учетом условий динамического равновесия в точке потока при течении реальной жидкости, и уравнение неразрывности в дифференциальной форме, получим систему уравнений, которые называются уравнениями Навье-Стокса.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + X + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + Y + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + Z + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \right\}$$

Данные уравнения могут решать задачи движения жидкости в общем виде, но, к сожалению, в настоящее время система уравнений интегрируется только для некоторых частных случаев.

Уравнение Бернулли для струйки идеальной жидкости

Уравнение Бернулли можно вывести как из дифференциальных уравнений Эйлера движения невязкой жидкости, так и из уравнения количественного движения.

Рассматривается элементарная струйка находящаяся в установившемся потоке жидкости. Умножаются каждые уравнения на dx , dy , dz и складываются:

$$\left. \begin{aligned} F_x - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{du_x}{dt} \cdot dx \\ F_y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} &= \frac{du_y}{dt} \cdot dy \\ F_z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} &= \frac{du_z}{dt} \cdot dz \end{aligned} \right\} +$$

Получается уравнение:

$$\frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz = F_x dx + F_y dy + F_z dz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right)$$

$F_x dx + F_y dy + F_z dz = dU$ - полный дифференциал силовая функция.

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = dp$$
 - полный дифференциал давления.

ния.

Так как движение установившееся, то линия тока и траектории совпадают, тогда:

dx, dy, dz – проекции элементарного пути dS проходимо- го частицей жидкости за время dt и получаем:

$$\frac{du_x}{dt} = u_x; \quad \frac{du_y}{dt} = u_y; \quad \frac{du_z}{dt} = u_z,$$

Отсюда:

$$\left. \begin{aligned} dx &= u_x dt \\ dy &= u_y dt \\ dz &= u_z dt \end{aligned} \right\}$$

Подставляя данные выражения в левую часть уравнения:

$$\frac{du_x}{dt}u_x dt + \frac{du_y}{dt}u_y dt + \frac{du_z}{dt}u_z dt = u_x du_x + u_y du_y + u_z du_z =$$

$$= \frac{1}{2} d(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2)$$

$$u^2 = u_x^2 + u_y^2 + u_z^2$$

$$\boxed{\frac{1}{2} d(u^2) = dU - \frac{1}{\rho} dp}$$

Преобразуя данное уравнение:

$$\frac{1}{2} d(u^2) - dU + \frac{1}{\rho} dp = 0$$

После интегрирования:

$$\frac{u^2}{2} - U + \frac{p}{\rho} = \text{const}$$

Рассматривается частный случай, когда внешней объемной силой, действующей на жидкость, является только сила тяжести, т.е. силовая функция равна:

$$U = -gz$$

$$\frac{u^2}{2} + gz + \frac{p}{\rho} = \text{const}$$

Отнеся данное уравнение к единице веса жидкости, т.е. разделим на G :

$$\boxed{z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = \text{const}}$$

Уравнение Бернулли для струйки идеальной жидкости, которая гласит, что полная удельная энергия по длине струйки – постоянная величина.

Уравнение Бернулли для струйки реальной жидкости

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_c,$$

где h_c - потери удельной энергии или потери напора между сечениями по длине струйки.

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости

Умножая все члены уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости на весовой расход: $\rho g dQ$,

получается:

$$\int_{\omega_1} \frac{u_1^2}{2g} \rho g dQ + \int_{\omega_1} (p_1 + \rho g z_1) dQ = \int_{\omega_2} \frac{u_2^2}{2g} \rho g dQ + \int_{\omega_2} (p_2 + \rho g z_2) dQ + \int_{\omega_2} h_c \rho g dQ$$

После интегрирования данного выражения вдоль сечения и деля на весовой расход $\rho g Q$:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 u_2^2}{2g} + h_w$$

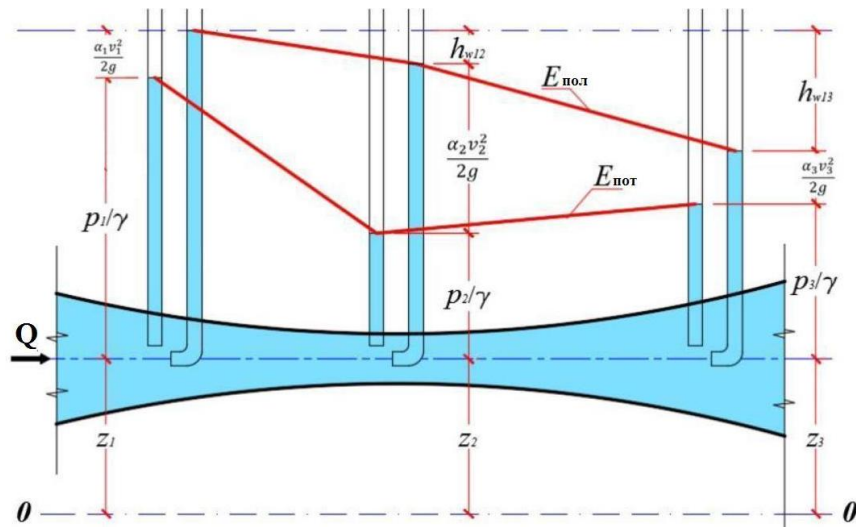
$$h_w = h_{дл} + h_{мс}$$

Уравнение Бернулли выражает закон сохранения удельной энергии (механической энергии) для потока реальной жидкости и является основным уравнением гидравлики, определяющим связь между давлением и скоростью в движущемся потоке жидкости.

Удельная энергия – энергия, отнесенная к единице веса жидкости.

Плоскость сравнения – это любая горизонтальная плоскость, относительно которой мы ведем отсчет. Выбираем самостоятельно, из практических соображений.

Схема потока реальной жидкости



$E_{\text{пол}}$ – линия полной удельной энергии или линия полного напора.

$E_{\text{пот}}$ – линия удельной потенциальной энергии или линия пьезометрического напора.

0-0 – плоскость сравнения

Каждый член уравнения Бернулли имеет 2 смысла:

1. *Геометрический;*
2. *Энергетический.*

Геометрический смысл членов уравнения Бернулли

Z – *геометрический напор* или *высота положения* потока жидкости над плоскостью сравнения в сечении.

$\frac{P}{\rho g}$ – *пьезометрический напор* или *высота давления* потока жидкости в сечении.

тока жидкости в сечении.

$\left(z + \frac{P}{\rho g} \right)$ – *пьезометрический напор* в сечении.

$\frac{\alpha g^2}{2g}$ – *скоростной напор* или *скоростная высота* потока жидкости в сечении.

жидкости в сечении.

$\left(z + \frac{P}{\rho g} + \frac{\alpha g^2}{2g} \right) = E_{\text{полн}}$ – *полный напор потока жидкости в сечении.*

Энергетический смысл членов уравнения Бернулли

Z – удельная потенциальная энергия *положения* потока жидкости в сечении.

$\frac{P}{\rho g}$ – удельная потенциальная энергия *давления* потока жидкости в сечении.

жидкости в сечении.

$\left(z + \frac{P}{\rho g} \right)$ – удельная потенциальная энергия *потока* жидкости в сечении.

$\frac{\alpha g^2}{2g}$ – *удельная кинетическая энергия* потока жидкости в

сечении.

$$\left(z + \frac{P}{\rho g} + \frac{\alpha g^2}{2g} \right) = E_{\text{полн}} - \text{полная удельная энергия потока}$$

жидкости в сечении.

α – коэффициент кинетической энергии, показывает во сколько раз фактическая кинетическая энергия потока, больше кинетической энергией потока, подсчитанной по его средней скорости:

- $\alpha_{\text{лам}} = 2$ – для ламинарного режима;
- $\alpha_{\text{турб}} = 1,05 \div 1,1$ – для турбулентного режима;
- $\alpha_{\text{лаб}} = 1$ – для лабораторных условий.

h_w – *потери удельной энергии* или *потери напора по длине* потока между сечениями.

$h_{\text{дл}}$ – *потери удельной энергии на трение* или *потери напора на трение* по длине потока между сечениями.

$h_{\text{мс}}$ – *потери удельной энергии на преодоление местных сопротивлений* или *потери напора на преодоление местных сопротивлений*.

Потери напора на преодоление трения по длине потока и местных сопротивлений переходят в тепловую энергию.

Примечание:

z – внешний фактор потока;

$\frac{p}{\rho g}$; $\frac{\alpha g^2}{2g}$; h_w ; $h_{дл}$; $h_{мс}$ – внутренние факторы потока.

Примеры использования уравнения Бернулли в гидравлических расчетах

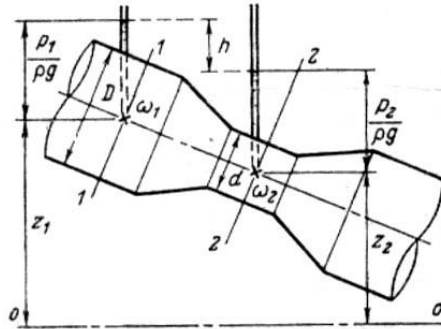
При использовании уравнения Бернулли всегда надо помнить, что оно отражает условия плавного изменения потока. Для участка с крутыми изгибами, где угол расходимости линии велик, уравнение Бернулли недействительно. Движение должно быть установившимся.

При отсчете высоты положения, как указывалось выше, верхний конец отрезка z может относиться как к центру тяжести сечения, так и любой точке его, но отрезок $p/\rho g$ всегда должен откладываться от конца отрезка z .

Следует заметить, что при составлении уравнения Бернулли надо стремиться выбирать сечения I-I и II-II и плоскость отсчета (сравнения) так, чтобы неизвестных в уравнении было как можно меньше.

На базе уравнения Бернулли создан ряд устройств (приборов). К ним относятся водомер Вентури, трубка Пито, водоструйчатый насос (эжектор), инжектор и т.д. Рассмотрим теоретические основы работы водомера Вентури и трубки Пито.

Водомер Вентури представляет собой короткий отрезок трубы с сужением по середине. Передняя часть водомера, сужающаяся по течению потока, называется **конфузором**, средняя часть узкая – **горловиной** и расширяющаяся концевая – **диффузором**. Диаметр концов патрубка равен диаметру трубы, на которой предполагается установка водомера. В широкой части и горловине устанавливаются либо пьезометры, либо дифференциальный манометр.



Записывается уравнение Бернулли для сечений I-I и II-II, без учета потерь:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 \mathcal{G}_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 \mathcal{G}_2^2}{2g}.$$

Принимается $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha = 1$. Преобразуется уравнение следующим образом:

$$\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right) = \frac{\alpha \mathcal{G}_2^2}{2g} - \frac{\alpha \mathcal{G}_1^2}{2g}.$$

Согласно представленному выше рисунку, разность левой части уравнения равна h :

$$h = \frac{\alpha \mathcal{G}_1^2}{2g} \left[\left(\frac{\mathcal{G}_2}{\mathcal{G}_1} \right)^2 - 1 \right],$$

или

$$\mathcal{G}_1 = \sqrt{\frac{2gh}{\alpha \left[\left(\frac{\mathcal{G}_2}{\mathcal{G}_1} \right)^2 - 1 \right]}}.$$

Используя уравнение неразрывности $\mathcal{G}_1/\mathcal{G}_2 = \omega_2/\omega_1$:

$$\frac{\mathcal{G}_2}{\mathcal{G}_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad \left(\frac{\mathcal{G}_2}{\mathcal{G}_1} \right)^2 = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2.$$

Тогда:

$$\mathcal{Q}_1 = \sqrt{\frac{2g}{\alpha \left[\left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 - 1 \right]}} \sqrt{h},$$

или

$$Q = \omega_1 \omega_2 \sqrt{\frac{2g}{\omega_1^2 - \omega_2^2}} \sqrt{h}.$$

Обозначая величину $\omega_1 \omega_2 \sqrt{\frac{2g}{\omega_1^2 - \omega_2^2}}$, которую называют постоянной водомера Вентури, через A :

$$Q = A \sqrt{h}.$$

Так как потери напора не учитывались, то расход завышен (теоретически). Чтобы определить реальный (действительный) расход в формулу $Q = A \sqrt{h}$ вводят поправочный коэффициент μ , меньший единицы, называемый коэффициентом расхода водомера.

Формула окончательно принимает вид

$$Q = \mu A \sqrt{h}.$$

Уклоны

1. Геометрический уклон:

$$J_{\text{геом}} = \frac{Z_1 - Z_2}{\ell}.$$

2. Пьезометрический уклон:

$$J_{\text{пъезом}} = \frac{\left(Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right)}{\ell}.$$

3. Гидравлический уклон:

$$J_{\text{гидр}} = i = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right)}{\ell} = \frac{h_{\text{дл}}}{\ell}.$$

В случае равномерного установившегося движения все уклоны равны:

$$\boxed{J_{\text{геом}} = J_{\text{пъезом}} = J_{\text{гидр}}}.$$

Контрольные вопросы:

1. Каковы задачи гидродинамики?
2. Напишите уравнение Бернулли для струйки идеальной и реальной жидкости. В чем их отличие?
3. Каков физический смысл коэффициента кинетической энергии в уравнении Бернулли для потока жидкости?
4. Что называется удельной энергией жидкости?
5. В какую энергию переходят потери полной удельной энергии?
6. В каких измерительных приборах используются закономерности уравнения Бернулли?

6. ПОТЕРИ НАПОРА (УДЕЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ) ПО ДЛИНЕ ПОТОКА НА ТРЕНИЕ

Потери напора по длине на трение $h_{дл}$ при движении потока имеют огромное значение при расчете трубопроводов и водотоков, и поэтому правильное определение коэффициента потерь напора на трение $\xi_{тр}$ является важной составляющей расчета.

Потери напора по длине на трение и коэффициент гидравлического трения λ можно определить 3 путями (методами):

1. расчетным путем – процесс проектирования;
2. опытным путем – в процессе эксплуатации;
3. графическим путем – процесс проектирования.

Последний член уравнения Бернулли:

$$h_w = h_{дл} + h_{мс}$$

По длине трубы местные сопротивления отсутствуют, тогда:

$$h_w = h_{дл}$$

$$h_{дл} = \lambda \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{g^2}{2g} \quad \text{– формула Дарси–Вейсбаха}$$

Данную формулу часто называют **первой водопроводной**.

λ – коэффициент гидравлического трения или коэффициент сопротивления или коэффициент Дарси.

ℓ – длина трубы или длина рассматриваемого участка трубы;

d – диаметр трубы;

g – средняя скорость потока.

$$\lambda \cdot \frac{\ell}{d} = \xi_{тр} \quad \text{– коэффициент потерь на трение.}$$

Для труб прямоугольного сечения при напорном виде движения формула Дарси–Вейсбаха имеет вид:

$$h_{дп} = \lambda \frac{\ell}{4R} \frac{g^2}{2g},$$

где: R - гидравлический радиус, определяемый по формуле:

$R = \frac{\omega}{\chi}$, где ω - площадь сечения трубы; χ - смоченный периметр.

Для труб круглого сечения гидравлический радиус равен:

$$R = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4}.$$

Формула Дарси–Вейсбаха справедлива как для турбулентного, так и для ламинарного режимов, однако коэффициент λ имеет различные значения.

1. Расчетный путь

В общем случае коэффициент λ функционально связан с числом Рейнольдса Re и относительной гладкостью трубы d/Δ :

$$\lambda = f\left(Re; \frac{d}{\Delta}\right),$$

где: Δ - абсолютная шероховатость стенок (средняя высота выступа шероховатости), d - диаметр трубы.

Для определения λ необходимо знать IV зоны сопротивления или движения жидкости:

I зона – зона ламинарного движения или сопротивления.

Пределы зоны: $Re < Re_{кр}$.

В этой зоне коэффициент гидравлического трения есть функция только числа Рейнольдса $\lambda = f(Re)$, и коэффициент

гидравлического трения определяется по одной единственной формуле для всех жидкостей:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$$

Как видно из формулы, шероховатость трубы не влияет на величину коэффициента гидравлического трения.

Потери напора на трение по длине потока в первой зоне сопротивлений прямо пропорциональны первой степени скорости:

$$h_{\text{дл}} = f(g^1).$$

Следующие зоны относятся к **турбулентному режиму** движения.

II зона – зона гидравлически гладких труб или зона Блазиуса.

Пределы зоны: $\text{Re}_{\text{кр}} < \text{Re} < 10^5$.

В этой зоне коэффициент гидравлического трения зависит тоже только от числа Рейнольдса $\lambda = f(\text{Re})$.

Все формулы для определения коэффициента гидравлического трения λ в этой и последующих зонах эмпирические. Самая распространенная для **II зоны** – формула Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}$$

Формула используется в опытах при $\text{Re} \leq 100\,000$. Коэффициент гидравлического трения λ не зависит от шероховатости стенок трубы, так как толщина ламинарного пристенного слоя больше средней высоты выступов шероховатости Δ .

Потери напора на трение по длине потока в зоне гидравлически гладких труб пропорциональны средней скорости в степени 1,75:

$$\boxed{h_{дл} = f(g^{1,75})}.$$

Также известна формула Кольбрука:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8\text{Re} - 1,52)^2}.$$

Для удобства практических расчетов величина коэффициента λ для гидравлически гладких труб приводится в специальных справочниках.

III зона – зона смешанного трения (сопротивления) или переходная зона.

Пределы зоны: $10^5 < \text{Re} < \text{Re}_{\text{кр}}$.

В этой зоне коэффициент гидравлического трения λ зависит как от числа Рейнольдса, так и от относительной гладкости трубы $\frac{d}{\Delta}$:

$$\lambda = f\left(\text{Re}; \frac{d}{\Delta}\right),$$

где $\frac{d}{\Delta}$ – относительная гладкость трубы.

Эмпирических формул для определения коэффициента гидравлического трения λ много, но в них обязательно присутствуют Re и d / Δ .

Коэффициент гидравлического трения λ зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости стенок трубы $\left(\frac{\Delta}{d}\right)$. Для определения коэффициента можно пользоваться формулой Н.З. Френкеля:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left[\left(\frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\Delta}{d} \right],$$

где: d - диаметр трубы; Δ - средняя высота выступов шероховатости, определяемая в зависимости от материала труб, продолжительности их эксплуатации и т.д.

Для III зоны зависимость потерь напора по длине на трение от скорости имеет вид:

$$h_{дл} = f(g^{1,75-2,0}).$$

IV зона – зона квадратичного трения или сопротивления.

Пределы зоны: $Re > Re_{кв}$.

В этой зоне коэффициент гидравлического трения λ зависит только от относительной гладкости трубы $\frac{d}{\Delta}$:

$$\lambda = f\left(\frac{d}{\Delta}\right).$$

Формула И. И. Агроскина:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \lg \frac{11,55 R}{\Delta}.$$

При отсутствии данных о величине Δ можно определять коэффициент сопротивлений λ через коэффициент Шези (C):

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

Потери напора по длине на трение в зоне квадратичного сопротивления зависят от средней скорости в квадрате:

$$h_{дл} = f(g^2).$$

Формула Шези обычно используется при расчете *простых длинных трубопроводов*.

Определение коэффициента Шези

$C = \frac{1}{n} R^{1/6}$ – по Маннингу.

$$C = \frac{1}{n} R^{\frac{1}{3}} - \text{по Форхгеймеру.}$$

n - коэффициент шероховатости выбирается по справочникам или определяется опытным путем.

Так, например, для новых труб, имеющих гладкую поверхность $n = 0,011$; для водопроводных труб в нормальных условиях эксплуатации $n = 0,012$; для водопроводных труб, бывших в эксплуатации $n = 0,013$; для каналов, выполненных из бетона $n = 0,014$;

y - переменный показатель степени, определяемый по функциональной зависимости:

$$y = f\left(\frac{r}{\Delta}; R\right).$$

$$C = \frac{1}{n} R^y - \text{формула по Павловскому, где показатель степени}$$

$$y = 2,5 \sqrt{n} - 0,13 - 0,75 \sqrt{R} (\sqrt{n} - 0,1).$$

Связь между коэффициентом Шези C и коэффициентом гидравлического трения λ :

$$\boxed{C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}} \quad \text{или} \quad \boxed{\lambda = \frac{8g}{C^2}}$$

$Re_{кв}$ - число Рейнольдса квадратичное, служит для определения **III** и **IV** зон сопротивления.

Если число Рейнольдса Re меньше числа Рейнольдса квадратичного $Re_{кв}$: $Re < Re_{кв}$ - **III зона сопротивления.**

Если число Рейнольдса Re больше числа Рейнольдса квадратичного $Re_{кв}$: $Re > Re_{кв}$ - **IV зона сопротивления.**

$$Re_{KB} = 191 \cdot \frac{1}{\sqrt{\lambda}} \cdot \frac{d}{\Delta} \text{ или } Re_{KB} = 21,6 \cdot C \cdot \frac{d}{\Delta}.$$

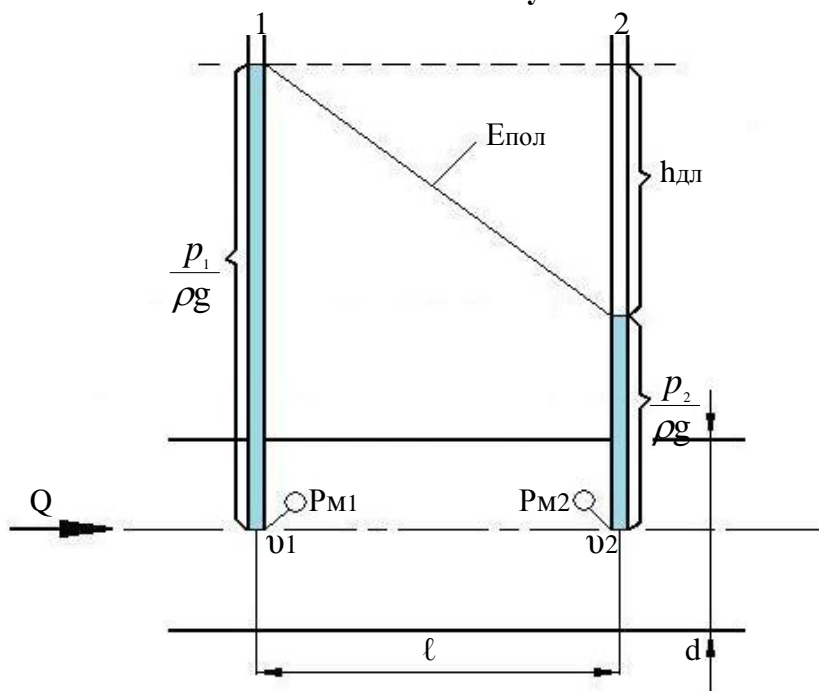
Если толщина ламинарной пленки больше высоты выступов шероховатости $\delta_{пл} > \Delta$, трубы называются гидравлически гладкими (I и II зоны).



Если толщина ламинарной пленки меньше высоты выступов шероховатости $\delta_{пл} < \Delta$, трубы называются гидравлически шероховатыми (III и IV зоны).



2. Опытный путь



Запишем уравнение Бернулли для 2-х сечений:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 \mathcal{G}_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 \mathcal{G}_2^2}{2g} + h_{\text{дл}}.$$

Так как труба горизонтальная, принимаем плоскость сравнения по оси потока, совпадающей с осью трубы, $Z_1 = Z_2 = 0$.

\mathcal{G}_1 и \mathcal{G}_2 одинаковы и скоростные напоры в уравнение сокращаются.

$$h_{\text{дл}} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g}$$

Потеря напора по длине на трение равна разнице показаний пьезометров в сечениях.

Если в сечениях вместо пьезометров установить манометры, то **разница показаний манометров даст потерю давления по длине на трение:**

$$p_{\text{дл}} = P_{\text{м1}} - P_{\text{м2}}$$

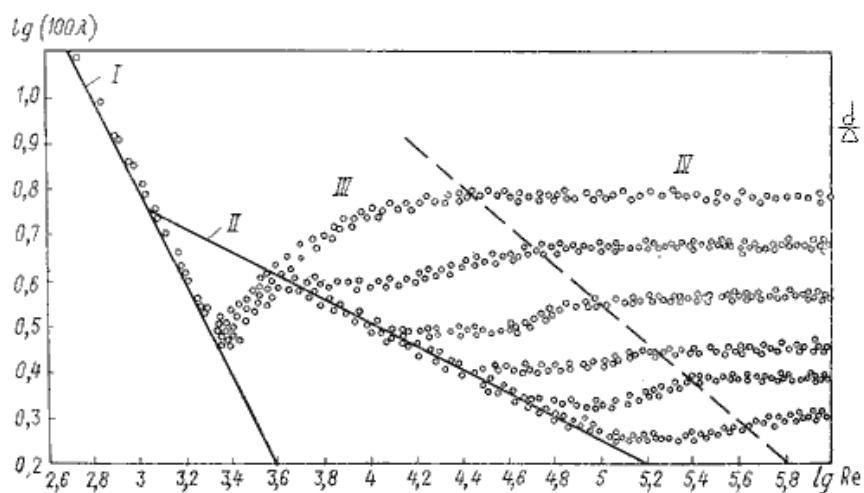
Тогда потеря напора по длине на трение $h_{\text{дл}} = \frac{p_{\text{дл}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{дл}}}{\gamma}$.

Зная потерю напора, находим коэффициент гидравлического трения λ :

$$\lambda = \frac{h_{\text{дл}} \cdot d \cdot 2g}{\ell \cdot \mathcal{G}^2}$$

3. Графический путь

Для определения λ графическим путем используется график Никурадзе.



Определяем число Рейнольдса Re , далее логарифм числа Рейнольдса $\lg Re$, относительную гладкость трубы d / Δ , по графику Никурадзе определяем значение логарифма $\lg(100\lambda)$, вычисляем антилогарифм и, деля на 100, получаем значение коэффициент гидравлического трения λ .

7. ПОТЕРИ НАПОРА (УДЕЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ) НА ПРЕОДОЛЕНИЕ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Формула Вейсбаха:

$$h_{\text{MC}} = \xi_{\text{MC}} \cdot \frac{g^2}{2g}$$

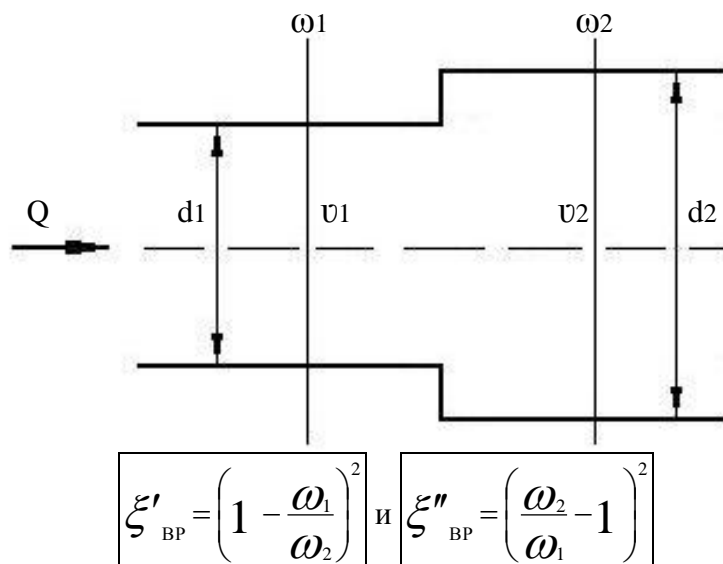
Коэффициент потерь напора на местные сопротивления ξ_{MC} зависит от **вида местного сопротивления**, а при малых числах Рейнольдса Re и от числа Рейнольдса.

Местные сопротивления – сопротивление в данном сечении трубы: краны, задвижки, колено, диафрагмы, расширения, сужения и т.д. – любые преграды, препятствующие движению потока жидкости в трубе прямолинейно и равномерно.

Коэффициент потерь напора на местные сопротивления ξ_{MC} для всех видов местных сопротивлений определяется **только опытным путем**, за исключением одного частного вида, который называется **внезапное расширение трубы**.

Для **внезапного расширения** трубы коэффициенты потерь на преодоление внезапного расширения и потери можно определить расчетным и опытным путем.

Расчётный путь



ω_2 / ω_1	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
$\xi_{\text{Б.Д.}}$	81	64	49	36	25	16	9	4	1	0

Для одного вида местного сопротивления имеем два коэффициента потерь напора, так как они относятся к разным скоростным напорам в сечениях, и потери напора на преодоление внезапного расширения определяются:

$$h_{\text{BP}} = \xi'_{\text{BP}} \cdot \frac{g_1^2}{2g} = \xi''_{\text{BP}} \cdot \frac{g_2^2}{2g}$$

Потери напора на преодоление внезапного расширения также можно определить по формуле Борда:

$$h_{\text{BP}} = \frac{(g_1 - g_2)^2}{2g}$$

Разность скоростей $(g_1 - g_2) = g$ и носит название **потерянной скорости** на участке потока при внезапном расширении.

Опытный путь

Запишем уравнение Бернулли для 2-х сечений:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 g_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 g_2^2}{2g} + h_{BP}.$$

Так как труба горизонтальная, принимаем плоскость сравнения по оси потока, $Z_1 = Z_2 = 0$.

Устанавливаем расчетный расход, скорости и скоростные напоры берутся по расчету, и определяем по показаниям приборов $\frac{p_1}{\rho g}$ и $\frac{p_2}{\rho g}$, далее определяем потери

напора на преодоление внезапного расширения:

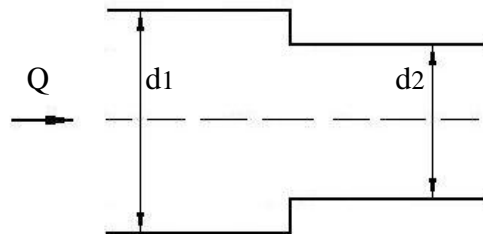
$$h_{BP} = \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right) + \frac{(g_1^2 - g_2^2)}{2g}, \text{ после чего определяем коэф-}$$

фициенты потерь напора на внезапное расширение:

$$\xi'_{BP} = \frac{h'_{BP} \cdot 2g}{g_1^2} \text{ и } \xi''_{BP} = \frac{h''_{BP} \cdot 2g}{g_2^2}.$$

Для **внезапного сужения** трубы коэффициент потерь напора на внезапное сужение можно определить по полуэмпирической формуле:

$$\xi_{BC} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)$$



ω_2 / ω_1	0.01	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	1
$\zeta_{\text{в.с.}}$	0.5	0.45	0.4	0.3	0.2	0.1	0

Потери энергии на внезапное сужение трубы рассчитываются по второй скорости v_2 :

$$h_{\text{в.с.}} = \zeta_{\text{в.с.}} \frac{g_2^2}{2g},$$

где $\frac{g_2^2}{2g}$ - скоростной напор во втором (малом) сечении трубы.

Для определения потерь напора и коэффициента потерь напора на те виды местных сопротивлений, у которых диаметр до и после местного сопротивления не меняется (задвижка, колено, расходомер, диафрагма и т.д.), необходим только экспериментальный путь (пример - диафрагма).

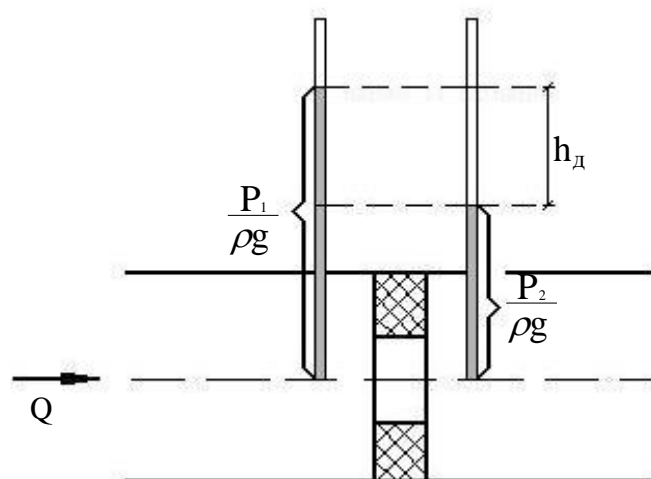
Запишем уравнение Бернулли для 2-х сечений:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 g_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 g_2^2}{2g} + h_d,$$

где h_d – потери напора на диафрагме.

Так как труба горизонтальная, принимаем плоскость сравнения по оси потока, $Z_1 = Z_2 = 0$.

g_1 и g_2 одинаковы и скоростные напоры в уравнение сокращаются.



По разнице показаний пьезометров определяем потери напора на диафрагму $h_d = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g}$, а далее коэффициент

потерь напора на диафрагму $\xi_d = \frac{h_d \cdot 2g}{g^2}$. Коэффициент со-

противления диафрагмы приведен в таблице:

ω_2/ω_1	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
ξ_d	1070	245	51.0	18.4	8.2	4.0	2.0	0.97	0.41	0.126	-

Значения коэффициент сопротивления для дроссельного затвора, перекрывающего круглоцилиндрическую трубу зависят от угла поворота θ диска к оси трубы и определяются по той же формуле, что и для диафрагмы. Коэффициент сопротивлений приведен в таблице:

θ	5	10	20	30	40	50	60	70	75
$\xi_{д.р.}$	-	0.52	1.54	4.5	11.0	29.0	108	625	-

8. ПОНЯТИЕ О КОЭФФИЦИЕНТЕ ПОТЕРЬ НАПОРА СИСТЕМЫ

Если диаметр трубопровода постоянен по длине и имеется несколько местных сопротивлений (краны, колено, задвижки), то:

$$h_w = h_{дл} + h_{мс} = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{g^2}{2g} + \xi_{кр} \frac{g^2}{2g} + \xi_{кол} \frac{g^2}{2g} + \xi_{д} \frac{g^2}{2g} =$$

$$= \left(\lambda \frac{\ell}{d} + \xi_{кр} + \xi_{кол} + \xi_{д} \right) \frac{g^2}{2g}.$$

Знаем, что $\lambda \cdot \frac{\ell}{d} = \xi_{тр}$.

Обозначим $(\xi_{тр} + \xi_{кр} + \xi_{кол} + \xi_{д}) = \xi_{системы}$ - коэффициент потерь напора системы. Значения коэффициентов потерь напора по длине и на местные сопротивления в системе суммируются.

Получаем $h_w = \xi_{системы} \cdot \frac{g^2}{2g}$

Расчеты коротких трубопроводов

Труба называется короткой, если имеет незначительную длину и потери напора на местные сопротивления составляют более 10% потерь напора по длине, т.е.:

$$h_{мс} \geq 0,1 h_{дл}.$$

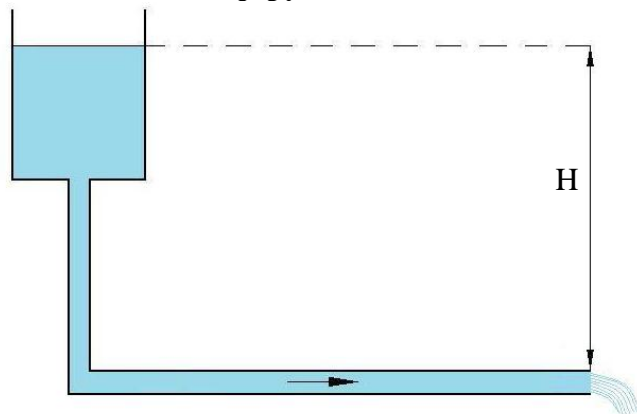
Расчетная формула:

$$Q = \mu \cdot \omega \sqrt{2 \cdot g \cdot H},$$

где μ – коэффициент расхода;

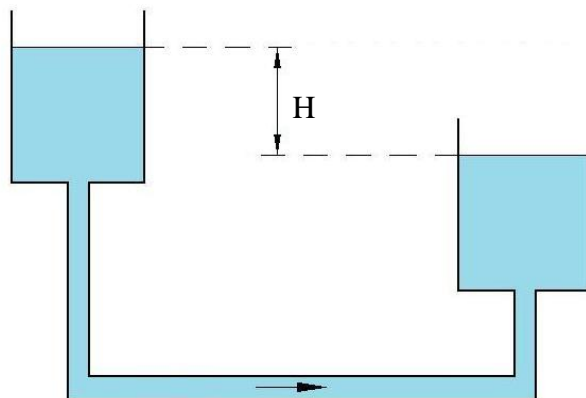
H – действующий напор.

При истечении в атмосферу:



$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi_{MC}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{СИСТЕМЫ}}}$$

При истечении под уровень:



$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi_{MC}}} = \frac{1}{\sqrt{\xi_{СИСТЕМЫ}}}$$

Три задачи расчета короткого трубопровода

1-ая задача:

Известно – H, l, d.

Определяем Q–?

$$Q = \mu \cdot \omega \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

2-ая задача:

Известно – Q, l, d.

Определяем H–?

$$H = Q^2 / (\mu \omega)^2 \cdot 2g$$

3-я задача:

Известно – Q, H, l.

Определяем d–?

3-я задача расчета короткого трубопровода: определение диаметра трубы решается или методом подбора, или графически.

После определения диаметра трубы за расчетный диаметр принимают ближайший в большую сторону диаметр трубы по номенклатурному ряду труб, выпускаемых промышленностью.

Контрольные вопросы:

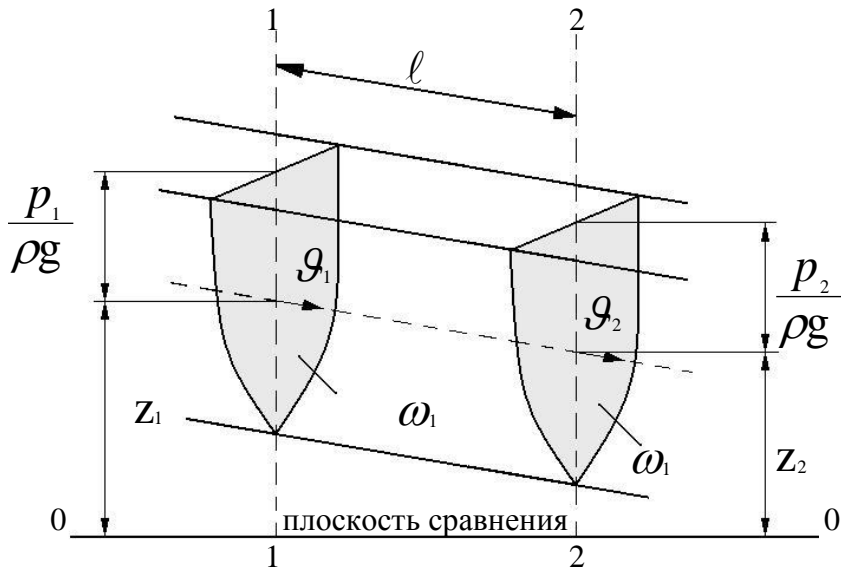
1. Для какого вида местных сопротивлений коэффициент сопротивления может быть рассчитан по теоретической зависимости?
2. Напишите общую формулу потерь энергии на местные сопротивления и поясните ее физический смысл.
3. От каких характеристик зависит коэффициент сопротивления при внезапном сужении трубы?
4. Как изменятся потери напора в диафрагме, если увеличить расход воды?
5. Какова формула для определения местных потерь напора? По какой формуле определяется коэффициент сопротивления при внезапном расширении потока?
6. Приведите примеры местных гидравлических сопротивлений.
7. Что означает коэффициент местного сопротивления ζ ?
8. Как определить суммарные потери напора при движении жидкости по трубопроводу?

9. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ УСТАНОВИВШЕГОСЯ РАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ

Определяется зависимость потерь напора по длине на трение от величины сил трения в жидкости.

При установившемся равномерном режиме движения жидкости средняя скорость течения, живые сечения, глубины по длине потока остаются постоянными, а внешние силы (силы тяжести, силы гидродинамического давления) приводящие жидкость в движение равны силам сопротивления.

Возьмем поток жидкости и представим его как бы отвердевшим. В этом случае все внутренние силы трения как бы будут находиться только на поверхности сопротивления потока со стенками трубы, канала и т.д., т.е. будут только поверхностные силы трения.



Уравнение Бернулли для двух сечений 1–1 и 2–2:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 \mathcal{G}_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 \mathcal{G}_2^2}{2g} + h_{\text{дл}} .$$

С учетом, что $\mathcal{G}_1 = \mathcal{G}_2$:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + h_{\text{дл}} ,$$

$$\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right) = h_{\text{дл}} ,$$

$$E_{\text{пот1}} - E_{\text{пот2}} = h_{\text{дл}} .$$

Потери по длине на трение – есть разница удельных потенциальных энергий или разница гидродинамических давлений.

Запишем работу поверхностных сил трения по длине:

$$A = T \cdot \ell ,$$

где A – полная работа поверхностных сил трения;

T – сила трения, приходящаяся на единицу длины смоченной поверхности потока;

ℓ – длина потока, поверхности между сечениями.

При движении реальной жидкости кроме поверхностных сил трения в потоке проявляются внутренние силы трения, которые обусловлены наличием вязкости и хаотичном движением частиц жидкости, но в принятой модели подразумевается так называемая эквивалентная работа поверхностных сил трения и внутренних сил трения, которая как бы сосредоточена на твердых стенках.

Согласно закону сохранения энергии работа сил трения должна быть равна затраченной энергии потока на рассматриваемом участке ℓ .

Отнесем работу поверхностных сил трения к единице веса жидкости и приравняем ее к потерям напора по длине потока. Вес заданного отсека потока $G = \rho \cdot g \cdot \omega \cdot \ell$, поэтому:

$$\frac{T \cdot \ell}{G} = \frac{T \cdot \ell}{\rho \cdot g \cdot \omega \cdot \ell} = h_{\text{дл}} = \frac{T}{\rho \cdot g \cdot \omega}.$$

Обозначим через τ удельную силу трения, переходящую на единицу внутренней поверхности отсека (касательное напряжение). Тогда полная сила трения

$$T = \tau \cdot S, \text{ где}$$

$S = \chi \cdot \ell$ – площадь поверхности соприкосновения с твердыми стенками;

χ – смоченный периметр;

ℓ – длина

Получаем:

$$T = \tau \cdot S = \tau \cdot \chi \cdot \ell$$

$$\frac{h_{\text{дл}}}{\ell} = \frac{\tau \cdot \chi}{\rho \cdot g \cdot \omega}$$

Знаем, что:

$$\frac{h_{\text{дл}}}{\ell} = J_{\text{гидр}} = i - \text{гидравлический уклон.}$$

$$\frac{\chi}{\omega} = \frac{1}{R}$$

В итоге получаем основное уравнение установившегося равномерного движения:

$$\boxed{\frac{\tau}{\rho \cdot g \cdot R} = J} \quad \text{или} \quad \boxed{\frac{\tau}{\rho \cdot g} = J \cdot R}$$

Вывод: сопротивление возникающее при равномерном движении вязкой жидкости прямопропорциональна длине потока, смоченному периметру, напряжению сил трения на стенках и обратно пропорционально площади живого сечения потока.

10. РАСЧЕТ ПРОСТЫХ ДЛИННЫХ И СЛОЖНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Длинными трубопроводами называются трубопроводы, которые имеют большую длину и в которых потери напора по длине значительно больше потерь напора на местные сопротивления, величина которых составляет – 5-10% от потерь напора по длине на трение.

При расчете предполагаем, что режим движения турбулентный, IV зона сопротивления, потери на преодоление местных сопротивлений не учитываем.

В основе расчета лежит уравнение равномерного движения:

$$\frac{\tau}{\rho g} = RJ$$

Формула Шези:

$$J = C \cdot \sqrt{R \cdot J}$$

Зная, что

$$Q = J \cdot \omega = \omega \cdot C \cdot \sqrt{R \cdot J}$$

Получается

$$Q = \omega \cdot C \cdot \sqrt{R \cdot J}$$

Коэффициент Шези размерный: $C = [1/\text{м}^{0.5}]$.

Запишем:

$\omega \cdot C \sqrt{R} = K$ – расходная характеристика или модуль расхода.

K – имеет размерность расхода $[\text{м}^3/\text{с}, \text{см}^3/\text{с}, \text{л}/\text{с}]$.

$J = h_{\text{дл}} / \ell$ или $J = H / \ell$, где H – напор.

$$Q = K\sqrt{J}$$

$$Q = K\sqrt{H/\ell}$$

$$H = \frac{Q^2 \cdot \ell}{K^2}$$

Последнюю формулу называют **второй водопроводной** формулой, преобразуя которую получим еще один вид второй водопроводной формулы:

$$H = a \cdot \frac{Q^2 \cdot \ell}{d^5},$$

где $a = \frac{64}{\pi^2 C^2}.$

В практике расчета длинных трубопроводов приходится решать три задачи:

1-ая задача: определение напора H при заданных расходе Q , длине ℓ и диаметре d .

2-ая задача: определение расхода Q при заданных напоре H , длине ℓ , диаметре d .

3-я задача: определение расчетного диаметра d при заданных расходе Q , напоре H , длине ℓ .

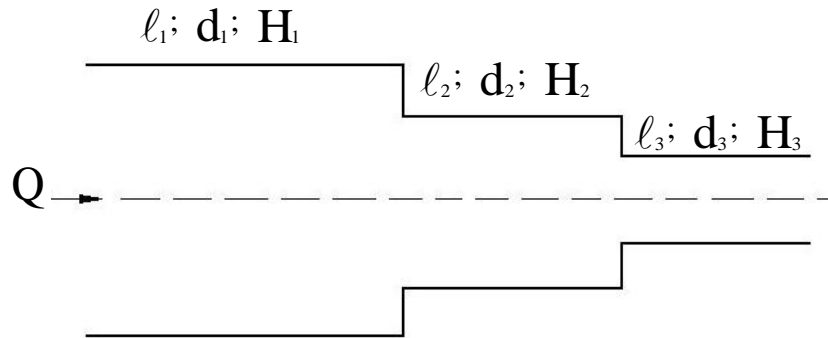
При решении 3-й задачи обычно задаются диаметрами d_1 , d_2 , d_3 и рассчитывают расходные характеристики по этим диаметрам K_1 , K_2 , K_3 при известном материале трубопровода. Строится график $K = f(d)$ и по известному значению

$K = \frac{Q\sqrt{\ell}}{H}$ определяется диаметр. За расчетный диаметр при-

нимаем диаметр трубы по номенклатурному ряду выпускаемых труб, *ближайший, в большую сторону*.

Расчетные формулы для типовых схем соединений длинных трубопроводов:

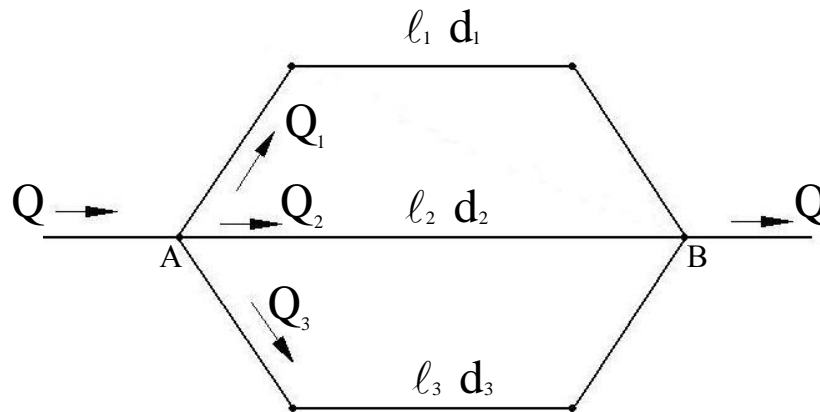
1. Последовательное соединение трубопроводов, имеющих n участков разной длины и диаметрами при $Q = \text{const}$:



$$H = H_1 + H_2 + H_3 + \dots + H_i = \frac{Q^2 \ell_1}{K_1^2} + \frac{Q^2 \ell_2}{K_2^2} + \frac{Q^2 \ell_3}{K_3^2} + \dots + \frac{Q^2 \ell_i}{K_i^2} = Q^2 \cdot \left(\frac{\ell_1}{K_1^2} + \frac{\ell_2}{K_2^2} + \frac{\ell_3}{K_3^2} + \dots + \frac{\ell_i}{K_i^2} \right)$$

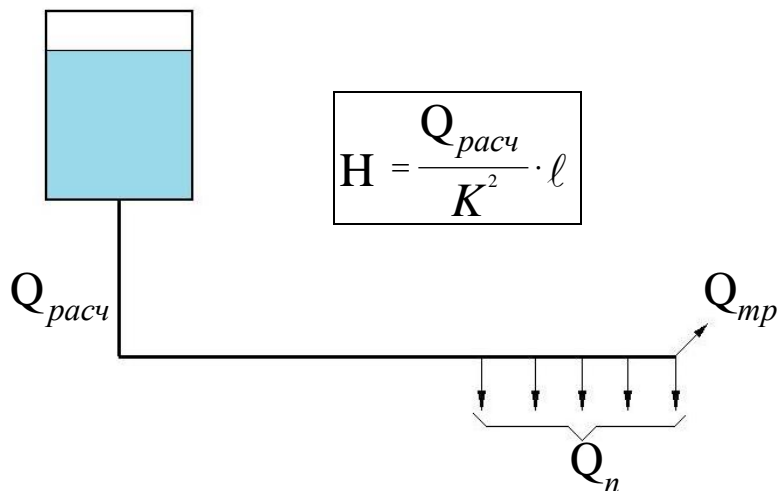
2. Параллельное соединение трубопроводов при i параллельных линиях:

$$H = H_1 = H_2 = H_3 = H_i = \frac{Q_1^2 \ell_1}{K_1^2} = \frac{Q_2^2 \ell_2}{K_2^2} = \frac{Q_3^2 \ell_3}{K_3^2} = \frac{Q_i^2 \ell_i}{K_i^2}$$



3. Расчет трубопровода при непрерывной раздаче по пути

$$Q_{расч} = 0,55Q_n + Q_{тр}$$



$$H = \frac{Q_{расч}}{K^2} \cdot \ell$$

$Q_{расч}$ – расчетный расход, величина которого определяет гидравлический расчет рассматриваемого участка трубопровода;

Q_n – путевой расход или расход раздачи, отбираемый из трубопровода непрерывно и равномерно по длине трубы;

$Q_{тр}$ – транзитный расход часть расхода, снабжающий жидкостью последующие участки сети.

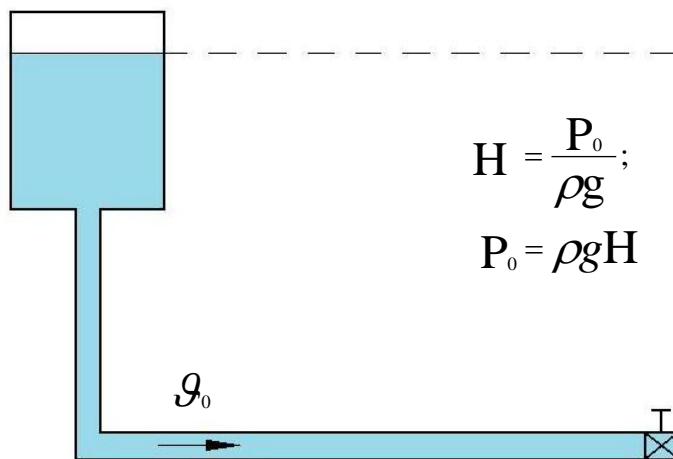
Более сложные схемы водопроводных *сетей (тупиковые сети, кольцевые сети и т.п.)* рассматриваются в специальном курсе водоснабжения.

Контрольные вопросы:

1. От чего зависит коэффициент гидравлического трения λ для каждой зоны сопротивлений?
2. Каковы показатели степени при средней скорости в формуле для определения потерь напора по длине при ламинарном движении и в различных областях сопротивления при турбулентном движении?
3. Напишите формулу Дарси–Вейсбаха. Объясните смысл всех величин, входящих в формулу.
4. Напишите формулы Шези для средней скорости и расхода при равномерном движении.

11. ПОНЯТИЕ О ГИДРАВЛИЧЕСКОМ УДАРЕ В ТРУБАХ

Гидравлический удар – яркий пример неустановившегося движения жидкости, наблюдается при быстром закрытии запорной арматуры, внезапной остановке насосных агрегатов и т.п. Различают положительный гидравлический удар – происходит увеличение давления вследствие уменьшения скорости потока. Отрицательный гидравлический удар – давление падает вследствие увеличения скорости.



Формула Жуковского:

$$P_{y\partial} = \rho \cdot C \cdot g_0$$

$$P_{пол} = P_0 + P_{y\partial} ,$$

где g_0 – первоначальная скорость в трубе;

P_0 – первоначальное давление в трубе;

C – скорость распространения ударной волны.

$$C = \frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0 \cdot d}{E_M \cdot \delta}}},$$

где E_0 – модуль нормальной упругости жидкости;

ρ – плотность жидкости;

d – диаметр трубы;

E_M – модуль нормальной упругости материала трубы;

δ – толщина стенок трубы.

Обозначим:

$\sqrt{\frac{E_0}{\rho}} = C_0$ – скорость распространения упругих деформаций

в жидкости или скорость распространения звука в неограниченном объеме жидкости:

для воды $C_0 = 1425 \text{ м/с}$.

Формула для воды: $C = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{E_0 \cdot d}{E_M \cdot \delta}}} \text{ м/с}$.

Время добегания ударной волны

$$t = 2\ell / C$$

T – время закрытия задвижки;

t – время добегания ударной волны.

$T < t = 2\ell / C$ – задвижка закрывается раньше прихода отраженной волны – прямой гидравлический удар.

$T > t = 2\ell / C$ – задвижка закрывается медленно и отраженная волна успевает достигнуть задвижки до ее закрытия (удар смягчается) – не прямой или сглаженный гидравлический удар.

Для непрямого гидравлического удара используем формулу Морозова:

$$P_{y\partial} = \frac{2\sigma}{2-\sigma} \cdot \rho g H,$$

где σ – безразмерный коэффициент.

$$\sigma \approx \frac{\ell g_0}{g H T}$$

Чтобы не было гидравлического удара $T \geq \frac{\rho g_0 t}{P_0} + \frac{\ell}{C}.$

12. ПОНЯТИЕ О КАВИТАЦИИ

Кавитацией называют явление «холодного закипания» жидкости, причиной которого служит падение давления в потоке жидкости до значений, меньших давления насыщенных паров жидкости при данной температуре. При этом из жидкости выделяются пузырьки воздуха (пара) и, попадая в область повышенного давления, они снова конденсируются в жидкость, т.е. происходит явление «схлопывания» пузырьков, и на поверхности труб, рабочих колес насосов возникают удары, приводящие к повышенной эрозии, вибрации оборудования и дальнейшему его разрушению.

Повреждения, наносимые эффектом кавитации (часть насоса) представлены ниже.



А также показаны кавитационные повреждения гребного винта.



13. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ

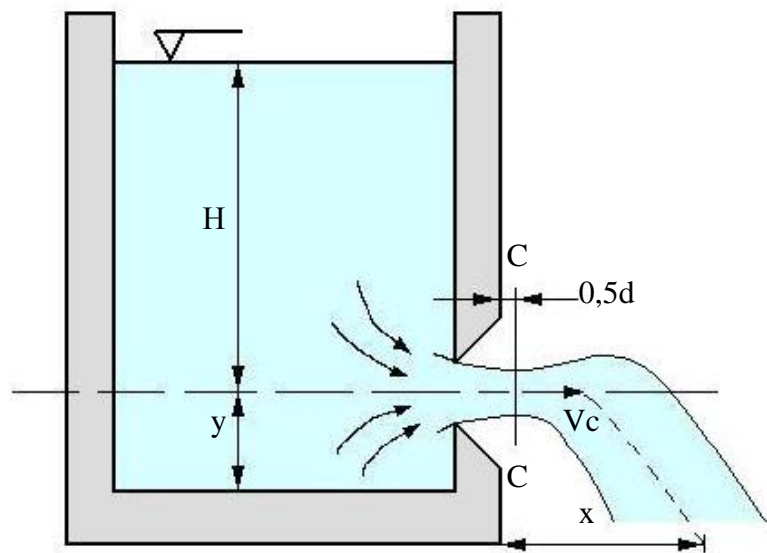
Истечение жидкости из отверстий и насадков представляет значительный интерес для инженерной практики. Область использования чрезвычайно широка.

Истечение жидкости из малого круглого отверстия с тонкой стенкой в атмосферу

Отверстие называется малым, если его диаметр $d \leq 0,1H$, где H – напор над осью отверстия.

Стенка называется тонкой, если ее толщина не влияет на форму падающей струи.

При истечении на выходе из отверстия струя сжимается, образуя сжатое сечение, которое находится на расстоянии $0,5d$ от стенки.



H – действующий напор;

y – высота падения струи;

x – дальность полета струи;

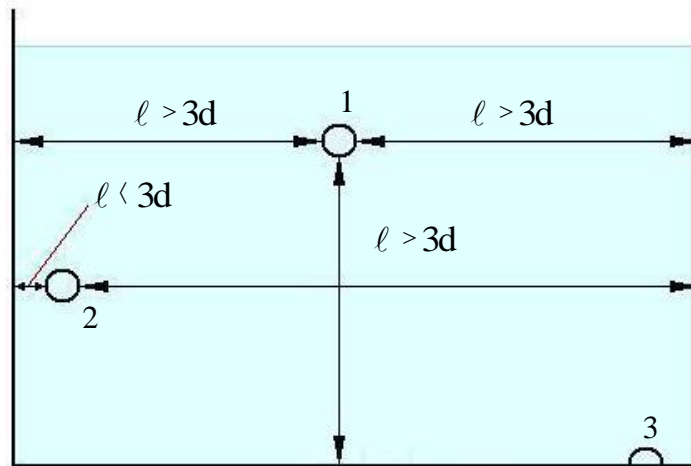
V_c – средняя скорость в сжатом сечении;

С-С – сжатое сечение струи.

Различают следующие типы сжатия струи:

- полное сжатие – сжатие по всему периметру струи;
- неполное сжатие – сжатие по части периметра струи;
- совершенное сжатие – когда $\ell > 3d$;
- несовершенное сжатие – когда $\ell < 3d$.

ℓ – расстояние от стенок сосуда до отверстия.



1 – полное, совершенное сжатие;

2 – полное, несовершенное сжатие;

3 – неполное, несовершенное сжатие.

При расчетах, в зависимости от типа сжатий, меняются коэффициенты сжатия, скорости, расхода.

Отношение площади сжатого сечения струи ω_c к площади отверстия ω называют коэффициентом сжатия ε :

$$\frac{\omega_c}{\omega} = \varepsilon.$$

Коэффициент скорости истечения:

$$\frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi_{\text{т.с.}}}} = \varphi,$$

где $\xi_{\text{т.с.}}$ - коэффициент потери напора отверстия.

Коэффициент расхода:

$$\varepsilon \cdot \varphi = \mu$$

$$Q = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H}.$$

В таблице приведены значения коэффициентов сжатия, скорости и расхода при истечении из малых отверстий.

Тип отверстия	Коэффициенты		
	ε	φ	μ
Малое незатопленное отверстие	0.64	0.97	0.62
Малое затопленное отверстие	1.0	0.62	0.62

Коэффициенты расхода при истечении жидкости через большие отверстия, по данным академика Павловского Н.Н., приведены ниже.

Тип отверстия	μ
Отверстие средних размеров со сжатием струи со всех сторон	0.65
Большое отверстие с несовершенным сжатием	0.70
Большое отверстие с полным, совершенным сжатием	0.80
Донное отверстие без сжатия по дну со значительным влиянием бокового сжатия	0.65 - 0.70
Донное отверстие без сжатия по дну с плавными боковыми подходами	0.80 – 0.85

**Истечение жидкости из малого круглого отверстия
под уровень**

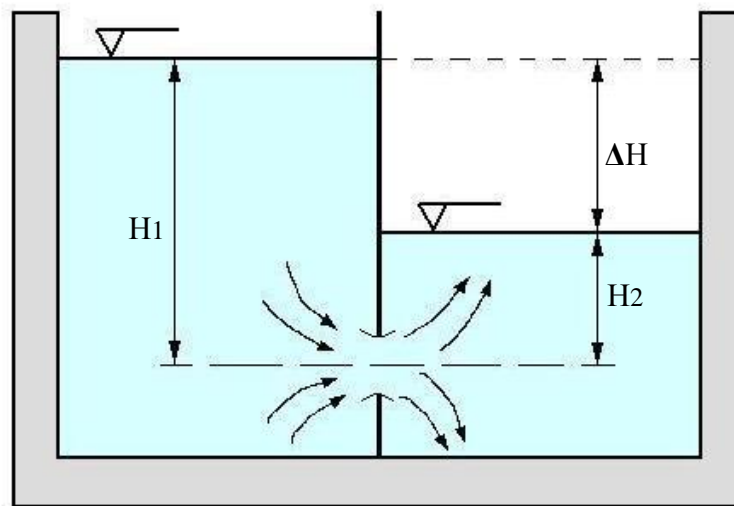
$$Q = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2g (H_1 + H_2)}.$$

Действующий напор:

$$\Delta H = H_1 - H_2,$$

$$Q = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H}.$$

Табличные значения $\varepsilon = 0,64$, $\varphi = 0,97$, $\mu = 0,62$.



Насадки

Насадком называется короткая труба длиной $\ell = (3 \div 4)d$.

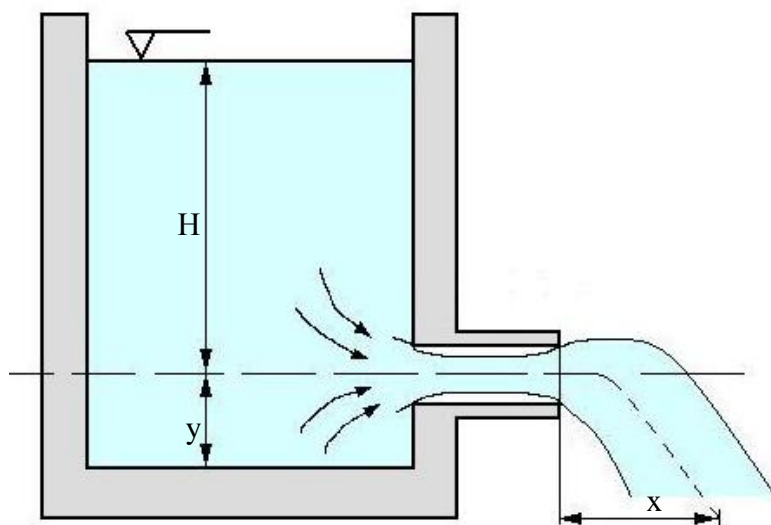
Если длина насадка $\ell > (3 \div 4)d$., то происходит срыв вакуума, и расчет ведем, как для короткого трубопровода.

Если длина насадка $\ell < (3\div 4)d.$, то происходит срыв вакуума, и расчет ведем, как для круглого отверстия.

Истечение из цилиндрического насадка в атмосферу

Под действием сил инерции струя сжимается внутри цилиндрического насадка, на выходе из насадка сжатия нет, поэтому $\varepsilon = 1$ (коэффициент сжатия), а значит $\varphi = \mu = 0,82$.

В насадке образуется вакуумная зона, т.е. давление меньше атмосферного, и за счет вакуумной зоны расход в цилиндрическом насадке на 30-33% больше, чем расход в круглом отверстии при всех прочих равных условиях (одинаковые напоры H и диаметры d).



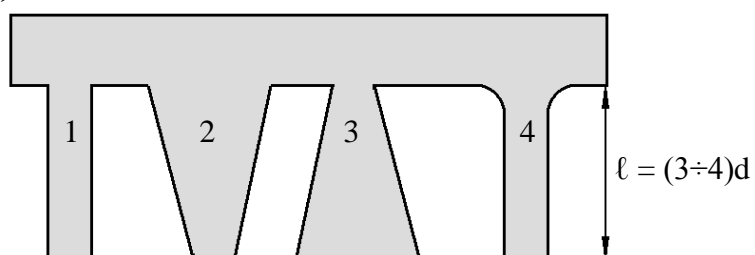
H – действующий напор;
 y – высота падения струи;
 x – дальность полета струи.

В таблице приводятся основные характеристики наиболее распространенных типов насадков.

Наименование насадков	Коэффициенты		
	μ	φ	ε
Круглое отверстие	0.62	0.97	0.64
Цилиндрический	0.82	0.82	1.0
Конический сходящийся	0.94	0.96	0.98
Коноидальный	0.98	0.98	1.0
Конический расходящийся	0.47	0.47	1.0

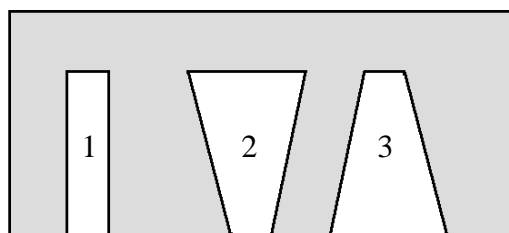
Классификация насадков

А) Внешние:



1. Цилиндрическая насадок.
2. Конический сходящийся насадок.
3. Конический расходящийся насадок.
4. Коноидальный насадок.

Б) Внутренние:



Контрольные вопросы:

1. Сравните гидравлические характеристики отверстий и насадков. Какой из насадков характеризуется наибольшей кинетической энергией вытекающей струи?
2. Есть ли различие в расчете коэффициента расхода системы труб при истечении через незатопленное или через затопленное выходное отверстие?
3. Как определить коэффициенты сжатия, скорости и расхода экспериментальным путем?
4. Что такое инверсия струи? Каковы ее отличительные особенности?
5. Какими параметрами отличаются малые отверстия от больших?
6. Какими коэффициентами характеризуется истечение жидкости из отверстий? Напишите формулу, связывающую эти коэффициенты.
7. Отверстие расположено близко к стенке сосуда. Как называется такой вид сжатия?
8. В каких случаях рекомендуется применять конический сходящийся и конический расходящийся насадки?

14. ОСНОВЫ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Схема работы центробежного насоса и его характеристики

Гидравлические машины, преобразующие энергию потока жидкости в механическую, называются турбинами.

Гидравлические машины, преобразующие механическую энергию первичного двигателя в энергию потока жидкости, называются насосами.

Гидравлические машины классифицируются на лопастные и объемные.

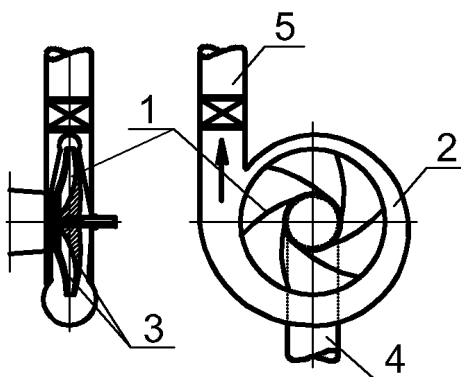
К лопастным насосам относятся: центробежные насосы, осевые насосы, турбины и т.д.

К объемным насосам относятся: поршневые, роторные, шестеренчатые и другие насосы, действующие по принципу вытеснения жидкости.

Центробежные насосы являются наиболее распространенными лопастными гидромашинами для подъема и перемещения жидкости. Они обладают высоким коэффициентом полезного действия, широким диапазоном производительности и напора, просты в эксплуатации.

Основным элементом центробежного насоса является рабочее колесо (1), насаженное на вал и помещенное в спиральный корпус (2), рабочее колесо состоит из двух дисков (3), между которыми помещены изогнутые лопасти, образующие межлопастные каналы.

К двум патрубкам корпуса (1) присоединяются всасывающий (4) и нагнетательный (5) трубопроводы. Рабочее колесо насоса получает вращение от электродвигателя. Под действием центробежных сил жидкость в насосе перемещается от центра колеса к его периферии, приобретая энергию, а затем по спиральному корпусу насоса (2) - в нагнетательный трубопровод (5). За счет вакуума, который создается на входе в рабочее колесо, жидкость из питающего резервуара поступает в насос по всасывающей трубе (4).



Производительностью (подачей) насоса Q называется объемное количество жидкости, подаваемой насосом в единицу времени. Размерность производительности $\text{м}^3/\text{с}$, л/с , $\text{см}^3/\text{сек}$.

Напором насоса H называется приращение механической энергии, сообщаемое насосом единице веса жидкости. Напор обычно измеряется в метрах столба перекачиваемой жидкости или величиной кг/см^2 :

$$H = \frac{P}{\rho g},$$

где P – давление в периферийной области спиральной камеры насоса;

ρ – плотность перекачиваемой жидкости;

g – ускорение свободного падения.

Основное уравнение центробежных насосов

Для пояснения движения жидкости в рабочем колесе примем следующие обозначения:

\mathcal{G}_1 и \mathcal{G}_2 – абсолютные скорости движения жидкости соответственно при входе в рабочее колесо и при выходе из него;

u_1 и u_2 – окружные (переносные) скорости вращения соответственно внутренней и внешней окружности рабочего колеса относительно неподвижной оси насоса;

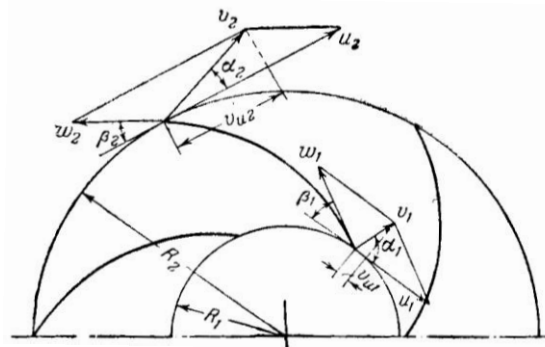
ω_1 и ω_2 – относительные скорости движения жидкости вдоль лопастей рабочего колеса соответственно у их начала и конца;

ω – угловая скорость вращения рабочего колеса;

R_1 и R_2 – радиусы соответственно внутренней и внешней окружностей рабочего колеса;

α_1 и α_2 – углы между направлениями соответствующих абсолютных и окружных скоростей \mathcal{G}_1, u_1 и \mathcal{G}_2, u_2 ;

β_1 и β_2 – углы между касательными к поверхности лопасти и направлениями соответствующих окружных скоростей вращения рабочего колеса.



$$H_T = \frac{u_2 \mathcal{G}_2 \cos \alpha_2 - u_1 \mathcal{G}_1 \cos \alpha_1}{g}$$

Обычно при расчете насосов направление абсолютной скорости \mathcal{G}_1 принимается перпендикулярным направлению окружной скорости u_1 , т.е. угол $\alpha_1 \approx 90^\circ$, тогда представленное выше уравнение приводится к виду:

$$H_T = \frac{u_2 \mathcal{G}_2 \cos \alpha_2}{g}$$

Полученное выражение является *основным уравнением центробежного насоса*.

Высота всасывания, нагнетания, мощность и коэффициент полезного действия центробежного насоса

Напор, развиваемый насосом:

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + (Z_2 - Z_1) + \frac{g_2^2 - g_1^2}{2g},$$

где P_1 и P_2 – давление на входе (всасывающий трубопровод) и на выходе из насоса (нагнетательный трубопровод);

g_1 и g_2 – скорости перекачиваемой жидкости на входе в насос и на выходе из насоса;

Z_1 и Z_2 – высота центра тяжести сечения на входе в насос и на выходе из насоса

$$P_1 = P_{\text{АТМ}} - P_{\text{БАК}},$$

$$P_2 = P_{\text{МАН}} - P_{\text{АТМ}},$$

где $P_{\text{АТМ}}$ – атмосферное давление;

$P_{\text{МАН}}$ и $P_{\text{БАК}}$ – показания манометра и вакуумметра.

$$H = h_{\text{МАН}} + h_{\text{БАК}} + z + \frac{g_2^2 - g_1^2}{2g},$$

где $h_{\text{МАН}}$ и $h_{\text{БАК}}$ – манометрическая высота нагнетания и вакуумметрическая высота всасывания, выраженная в метрах столба перекачиваемой жидкости;

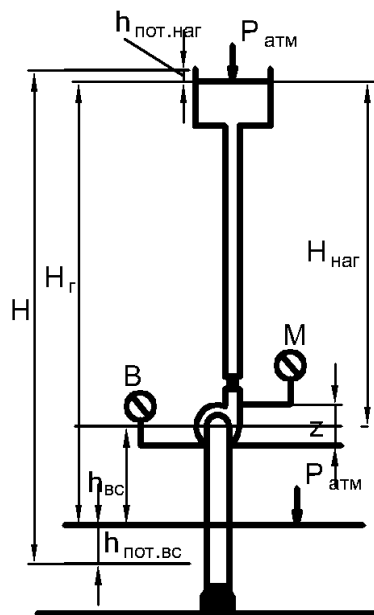
$$h_{\text{МАН}} = \frac{P_{\text{МАН}}}{\rho g} \text{ и } h_{\text{БАК}} = \frac{P_{\text{БАК}}}{\rho g},$$

z – расстояние между осью манометра и подключением вакуумметра.

Скорости во всасывающем и нагнетательном трубопроводах равны:

$$g_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \text{ и } g_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2},$$

где Q – производительность (подача) насоса;
 d_1 и d_2 – диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов.



В случае равенства диаметров всасывающего и нагнетательного трубопроводов полный напор насоса равен:

$$H = H_M = h_{\text{ман}} + h_{\text{вак}} + z.$$

В центробежных насосах при некоторых условиях их работы возможно возникновение кавитации, приводящей к разрушению лопастей и корпуса, а также к резкому снижению напора и производительности насоса.

Каждый насос характеризуется допустимой высотой всасывания $h_{\text{вс}}$, которая указывается в его паспорте. Максимально допустимая высота всасывания $h_{\text{вс}}$ есть **максимально допустимая высота монтажа насоса над уровнем свободной поверхности воды**, по условиям кавитации может быть определена по формуле

$$h_{BC} = \frac{P_{ATM} - P_{II}}{\rho g} - h_{пот. BC} - \varphi \sigma H ,$$

где P_{ATM} – атмосферное давление;

P_{II} – давление насыщенных паров жидкости;

$h_{пот. BC}$ – потери напора во всасывающем трубопроводе;

φ – коэффициент запаса $\varphi = 1,2 + 1,4$;

H – напор, развиваемый насосом;

σ – коэффициент кавитации, определяемый по эмпирической формуле:

$$\sigma = \left(\frac{n_s}{560} \right)^{3/4} ,$$

где n_s – коэффициент быстроходности насоса, выражает скорость вращения (об/мин) такого рабочего колеса модельного насоса, которое, имея одинаковый к.п.д. с данным геометрически подобным ему натурным насосом, развивает напор $H = 1$ м при затрате мощности в 1 л.с. и подаче $Q = 75$ л/с. Коэффициент быстроходности, служит, для сравнения центробежных насосов при разной производительности Q и напорах H .

n_s характеризует серию подобных насосов, подсчитывается по формуле

$$n_s = 365 \frac{\sqrt{Q}}{H^4},$$

где n , Q и H – соответственно скорость вращения (об/мин), производительность и напор рассматриваемого насоса в оптимальном режиме.

Коэффициент быстроходности n_s для одноступенчатых центробежных насосов представлен в таблице ниже.

Характеристика насоса	$\frac{R_1}{R_2}$	n_s , об/мин
Тихоходный	3	50 - 100
Нормальной быстроходности	2	100 - 200
Быстроходный	1,8 – 1,4	200 - 350

Колеса с малым n_s могут развивать большие напоры при малой производительности, а колеса с большим n_s – большую производительность при незначительных напорах.

C – коэффициент, характеризующий конструкцию насоса, по опытным данным принимается равным:

$$C = 500 \div 600$$

При расчетах чаще всего принимают $C = 560$.

Давление насыщенных паров воды, в зависимости от температуры, можно определить из таблицы.

Температура $t^{\circ}\text{C}$	5	10	20	30	40
Давление насыщенных паров воды P_n метров вод. столба	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75
Температура $t^{\circ}\text{C}$	60	70	80	90	100
Давление насыщенных паров воды P_n метров вод. столба	2,00	3,17	4,80	7,10	10,33

Мощностью насоса называется потребляемая им мощность (на валу), часть которой затрачивается на создание полезной (гидравлической) мощности, а другая часть теряется в процессе преобразования механической энергии:

$$N = \frac{\rho g Q H}{102 \eta} [\text{кВт}] \quad \text{или} \quad N = \frac{\gamma Q H}{75 \eta} [\text{л.с.}],$$

где 102 и 75 – коэффициенты перевода мощности в киловатты (кВт) и лошадиные силы (л/с).

При этом полезная мощность насоса будет равна $N_{\text{пол}}$:

$$N_{пол} = \frac{\rho g Q H}{102} [кВт] \quad или \quad N_{пол} = \frac{\gamma Q H}{75} [л.с.],$$

где $\gamma = \rho g$ – удельный вес перекачиваемой жидкости;

ρ – плотность жидкости;

H – напор (м);

η – коэффициент полезного действия насоса;

Q – производительность насоса (м³/с).

Коэффициент полезного действия насоса рассчитывается по формуле

$$\eta = \frac{N_{поп}}{N} \cdot 100\%,$$

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_{об} \cdot \eta_m,$$

где η_r – гидравлический к.п.д. насоса, учитывающий потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений при движении потока жидкости внутри насоса;

$\eta_{об}$ – объемный к.п.д. насоса, учитывающий потери жидкости через зазоры между вращающимся рабочим колесом насоса и сопряженными с ним неподвижными деталями и т.п.;

η_m – механический к.п.д., учитывающий потери мощности на преодоление трения поверхности колеса с жидкостью и механическое трение в подшипниках и сальниках.

Характеристики центробежных насосов (ц.б.н.)

Центробежные насосы имеют два вида характеристик:

– рабочие или главные;

– универсальные.

Рабочие или главные характеристики служат для подбора насоса на данную трубопроводную сеть при $n = const$.

Универсальные характеристики – для выбора режима работы ц.б.н. при различных значениях n .

Рабочими или главными характеристиками центробежных насосов называются зависимости:

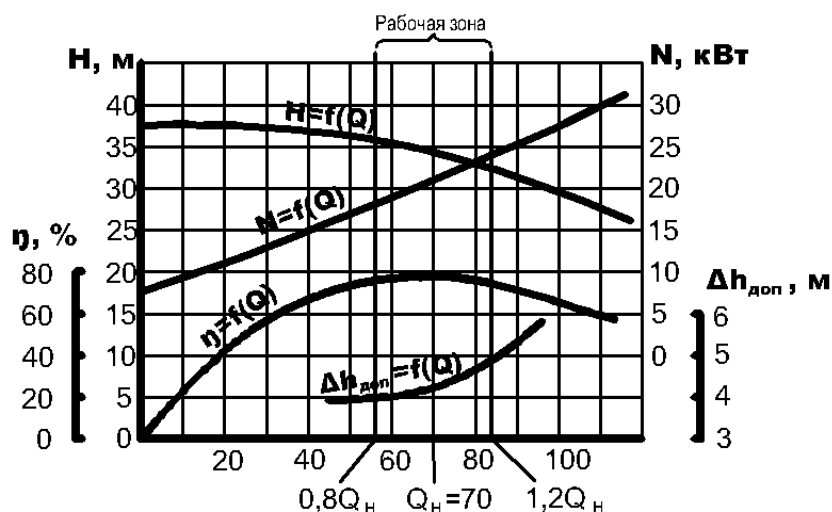
– напора от производительности (подачи) $H = f(Q)$;

– мощности от производительности $N = f(Q)$;

– коэффициента полезного действия от производительности $\eta = f(Q)$.

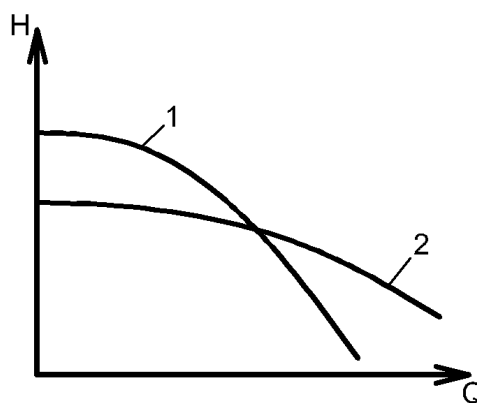
Данные зависимости отображаются объединенным графиком $H = f(Q)$; $N = f(Q)$; $\eta = f(Q)$.

Рабочие характеристики для каждого типа насоса приводятся в специальных каталогах.



Анализ кривых $H = f(Q)$; $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ при постоянном числе оборотов ($n = const$) позволяет установить оптимальный режим работы насоса, при котором к.п.д. будет максимальным. Каждой конструкции насоса соответствует своя рабочая характеристика.

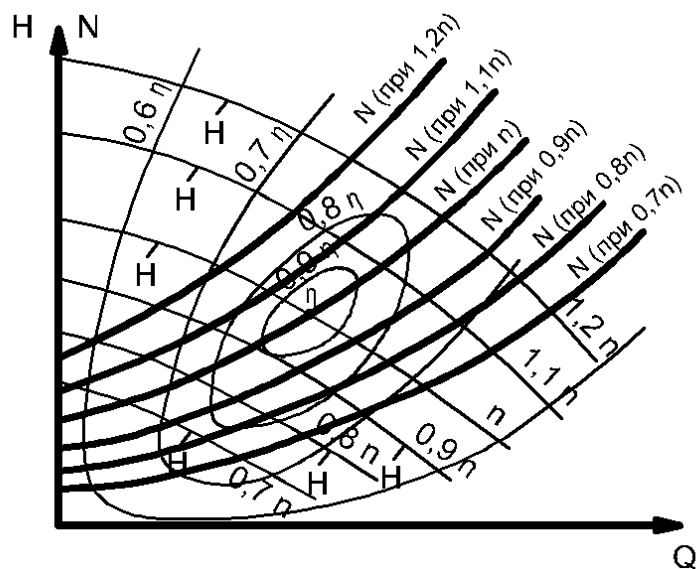
Главной характеристикой насоса является кривая $H = f(Q)$. Кривая $H = f(Q)$ может иметь различный характер в зависимости от конструктивных особенностей насоса. Насосы с *крутыми* характеристиками (кривая 1) используются при значительных колебаниях напора без существенного изменения расхода. Насосы с *пологой* характеристикой (кривая 2) используются, если необходимо обеспечить значительные колебания расхода жидкости без заметного изменения напора.



Для подбора насоса на графике рабочих характеристик выделяют **рабочую зону** от 0,8 до 1,2 Q , где Q – производительность насоса при максимальном к.п.д. ($\eta = \max$).

Рабочая зона – зона наивысших к.п.д., зона экономичной работы насоса.

Для выбора оптимального режима работы насоса используются **универсальные характеристики**, которые представляют собой совокупность кривых $H = f(Q)$; $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$, построенных при разных скоростях вращения рабочего колеса. Ниже на рисунке представлена универсальная характеристика для центробежного насоса, скорость вращения которого изменялась от $n_1 = 2925$ мин до $n_2 = 1230$ об/мин.



Пересчет основных характеристик центробежного насоса при изменении скорости вращения, но при сохранении режима работы производится по формулам гидродинамического подобия.

Теория подобия лопастных гидромашин устанавливает следующие законы подобия:

1. подача пропорциональна первой степени числа оборотов и кубу линейного размера:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3.$$

2. напор пропорционален квадрату числа оборотов и квадрату линейного размера:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \frac{D_1}{D_2} \right)^2.$$

3. мощность, потребляемая насосом, пропорциональна кубу числа оборотов, пятой степени линейного размера и удельному весу жидкости:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \frac{\gamma_1}{\gamma_2}.$$

В первом приближении можно принять для подобных режимов работы насоса значения К.П.Д. одинаковыми:

$$\eta_1 = \eta_2.$$

Законы, устанавливающие зависимость подачи, напора и мощности одного и того же насоса от числа оборотов при его работе на одной и той же жидкости, называются законами пропорциональности. При $D_1 = D_2$ и $\rho_1 g = \rho_2 g$ или $\gamma_1 = \gamma_2$ законы подобия имеют вид:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3.$$

Особенности эксплуатации центробежных насосов (ц.б.н.):

1. Пуск и остановка центробежных насосов осуществляются только при закрытой задвижке на напорной линии.
2. Увеличение числа оборотов рабочего колеса ц.б.н. не более чем на 20%.
3. Уменьшение числа оборотов рабочего колеса ц.б.н. не более чем в 2 раза.
4. Срезка диаметра рабочего колеса ц.б.н. не более 12% диаметра.

Расчет напорного трубопровода

Напор, развиваемый насосом, расходуется на транспортирование жидкости по напорному трубопроводу и создание необходимого давления в конце этого трубопровода:

$$H = H_r + h_w, \quad (9.20)$$

где H_r – геометрическая или геодезическая высота до «диктующей» точки, включая «свободный» напор.

«Диктующая» точка – наиболее далеко и высокорасположенная точка разбора жидкости.

«Свободный» напор $h_{\text{св}}$ – напор, при котором жидкость изливается из «диктующей» точки, обычно принимается не менее 2 м вод. столба.

h_w – потери напора в трубопроводе, учитывающие потери напора по длине на трение и потери напора на преодоление местных сопротивлений, определяемые по формуле:

$$h_w = \sum h_{\text{ол}} + \sum h_{\text{мс}},$$

где $\sum h_{\text{ол}}$ – сумма потерь напора на трение по длине всех участков трубопроводов данной системы;

$\sum h_{\text{мс}}$ – сумма потерь напора на преодоление всех местных сопротивлений, вызываемых наличием в системе напорного трубопровода различных фасонных частей и арматуры, сужений и расширений, поворотов труб и т.п.

Потери напора по длине на трение рассчитываются по формуле Дарси–Вейсбаха:

$$h_{\text{ол}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

где λ – коэффициент гидравлического трения, определяемый в общем случае в зависимости от режима движения, размеров труб, шероховатости и т.д.;

l и d – соответственно длина и диаметр трубы;

v – средняя скорость движения жидкости в трубе.

Потери напора на преодоление местных сопротивлений рассчитываются по формуле Вейсбаха:

$$h_{\text{мс}} = \xi_{\text{мс}} \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где $\xi_{\text{мс}}$ – коэффициент потерь напора на местные сопротивления.

Работа центробежного насоса на трубопровод

Выбор насоса производится по заданным производственным условиям, для которых известны потребный

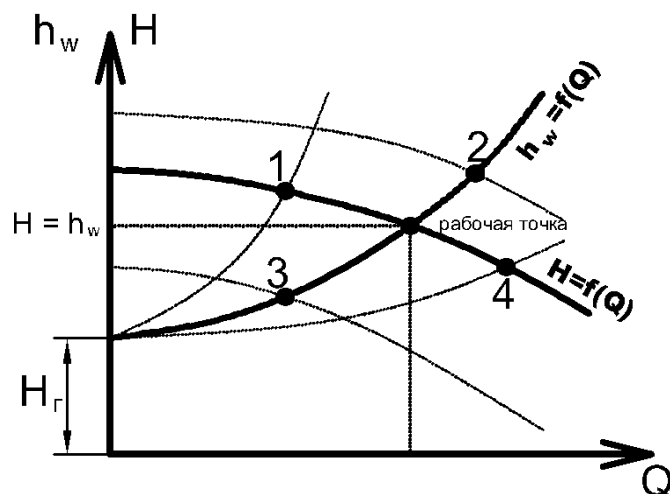
расход жидкости Q и напор H . При подборе насоса производится совмещение рабочей характеристики насоса $H = f(Q)$ с характеристикой трубопровода $h_w = f(Q)$ - работа насоса на сеть. Характеристика трубопровода представляет собой графическую зависимость между расходом и потерями напора, включающая в себя геометрическую высоту подъема жидкости H_g , напор, расходуемый на преодоление сопротивлений (по длине и местных) в напорном трубопроводе h_w .

Так как для заданных условий работы известны длины участков напорного трубопровода, их диаметры, коэффициенты сопротивлений λ и ζ , то характеристика трубопровода $h_w = f(Q)$ может быть рассчитана для различных расходов воды. Кривая $h_w = f(Q)$ строится на одном графике с рабочей характеристикой насоса.

Исходя из расчета трубопровода, для него строят характеристику $h_w = f(Q)$ (зависимость потерь напора от расхода).

После подбора насоса для данного трубопровода строят совместную характеристику ц.б.н. $H = f(Q)$ и трубопровода $h_w = f(Q)$.

Пересечение характеристик ц.б.н. $H = f(Q)$ и трубопровода $h_w = f(Q)$ дает **рабочую точку**, которая показывает, какой максимальный расход можно подать данным насосом по данному трубопроводу и с каким напором.



В практике встречаются следующие случаи (рисунок выше):

1. Рабочая точка в положении 1 – по трубопроводу подается меньший расход с большим напором – меняется характеристика трубопровода $h_w = f(Q)$ путем прикрытия задвижки на напорной линии насоса до нужной подачи.

2. Рабочая точка в положении 2 – по трубопроводу необходимо подать больший расход с бóльшим напором – меняется характеристика насоса путем:

а) увеличения числа оборотов n рабочего колеса, если есть возможность;

б) замены насоса на более мощный.

3. Рабочая точка в положении 3 – по трубопроводу необходимо подать меньший расход с меньшим напором – меняется характеристика насоса путем:

а) уменьшения числа оборотов n рабочего колеса, если есть возможность;

б) уменьшения диаметра рабочего колеса (срезка диаметра) рассчитывается не более 12%;

в) замены насоса на менее мощный.

4. Рабочая точка в положении 4 (применяется для магистральных трубопроводов) – по трубопроводу необходимо

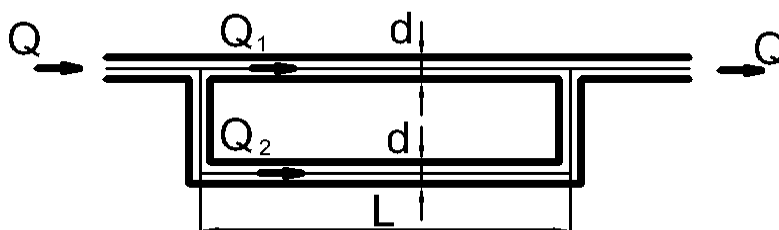
подать больший расход с меньшим напором – меняется характеристика трубопровода $h_w = f(Q)$ путем:

а) врезки лупинга длиной L .

Лупинг – параллельно проложенная труба такого же диаметра; длину лупинга L можно разбить на участки l :

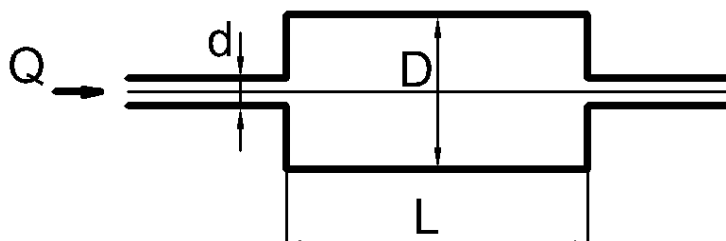
$$L = l_1 + l_2 + l_3 + \dots l_n,$$

длина лупинга L или участков l рассчитывается по специальным формулам для необходимого расхода;



б) врезки вставки большего диаметра на длину L .

Диаметр D и длина L вставки рассчитываются по специальным формулам для необходимого расхода.

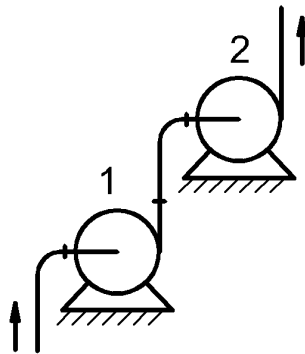


Соединения насосов

Современная промышленность выпускает разнообразные типы центробежных насосов, обеспечивая требования практики для различных условий эксплуатации. Многоступенчатые насосы при сравнительно небольшой производительности ($30 - 300 \text{ м}^3/\text{ч}$) могут развивать большие напоры ($700 - 1000 \text{ м}$), пропеллерные насосы при малых напорах ($4 - 6 \text{ м}$) обеспечивают расходы $10 - 25 \text{ м}^3/\text{с}$ и более. В производственных условиях при необходимости создания большого напора или увеличения производительности

используются и обычные одноступенчатые центробежные насосы. Для этого прибегают к последовательному или параллельному соединению двух и более насосов.

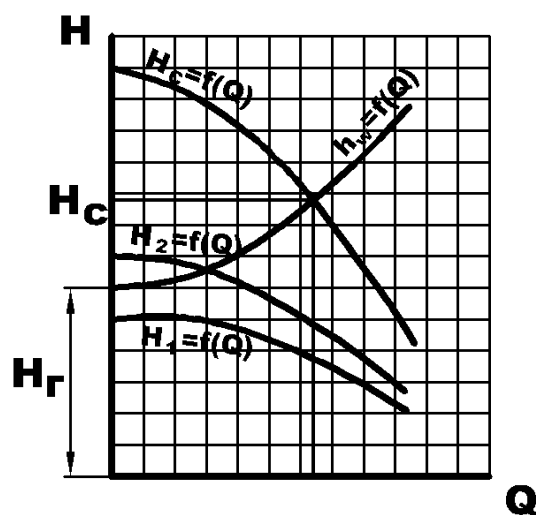
Последовательное соединение насосов характеризуется тем, что одно и то же количество жидкости ($Q = idem$), поступающее по всасывающему трубопроводу первого насоса, подается во второй насос и далее в напорную линию. В случае, когда по условиям эксплуатации нельзя установить один насос, развивающий большой напор, прибегают к последовательному соединению нескольких насосов меньшей мощности. Обычно насосы, работающие последовательно, концентрируют в одном месте, создавая насосную станцию.



В этом случае насосы, установленные последними в цепи, испытывают значительное давление, требуя соответственно большой прочность корпуса и хорошей герметичности в местах входа и выхода. Если объединить насосы в одну станцию нельзя, то их располагают на разных отметках по высоте или на больших расстояниях друг от друга. При этом нагрузка на концевые насосы уменьшается. Общий напор при последовательном соединении определяется как сумма напоров обоих насосов, полученная сложением ординат рабочих характеристик $H_1 = f(Q)$ и $H_2 = f(Q)$:

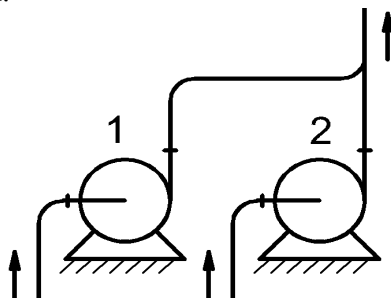
$$H_C = H_1 + H_2.$$

Пересечение суммарной характеристики $H_C = f(Q)$ с характеристикой трубопровода $h_w = f(Q)$ дает рабочую точку A_C . Чем круче характеристика трубопровода $H_0 = f(Q)$, тем больший напор обеспечивается при последовательном соединении насосов.

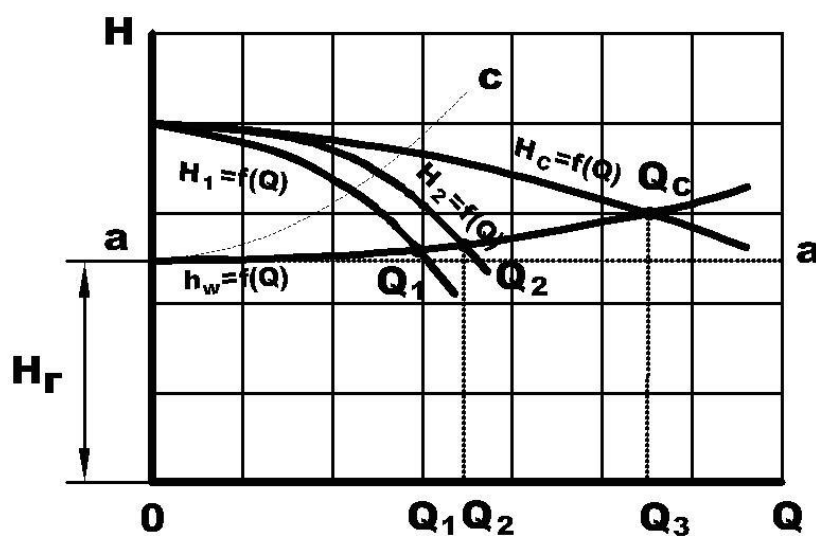


При пологой характеристике трубопровода последовательное соединение насосов малоэффективно.

Параллельное соединение насосов характеризуется тем, что каждый из насосов имеет самостоятельную всасывающую линию, но все насосы подают жидкость в общий напорный трубопровод. Подбор насосов для параллельной работы должен осуществляться с учетом особенностей их рабочих характеристик, мест расстановки в сети и характеристики общего напорного трубопровода. Может случиться так, что насос, имеющий малую производительность при параллельном соединении с насосом большой производительности, совершенно не увеличит общей производительности. Поэтому для параллельного соединения подбираются насосы одного типа или с достаточно близкими характеристиками.



Суммарная характеристика при параллельном соединении насосов $H_c = f(Q)$ получается сложением производительностей первого и второго насосов, для чего суммируются абсциссы кривых $H_1 = f(Q)$ и $H_2 = f(Q)$. Напор, развиваемый насосами при параллельном соединении, практически не изменяется ($H = idem$).



Рабочая точка определяет суммарную производительность Q_c обоих насосов при параллельном соединении при работе на трубопровод. Следует иметь в виду, что суммарная производительность насоса будет несколько меньше арифметической суммы производительностей первого и второго насосов, работающих самостоятельно на тот же трубопровод:

$$Q_c < Q_1 + Q_2.$$

По этой причине параллельная работа рекомендуется в тех случаях, если характеристика трубопровода $h_w = f(Q)$ достаточно пологая.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Таблица

Приставки и множители для образования десятичных кратких и дольных единиц

Наименование	Обозначение	Множитель	Пример
мега	М	10^6	МВт (мегаватт)
кило	к	10^3	кН (килоньютон)
гекто	г	10^2	гПа (гектопаскаль)
деци	д	10^{-1}	дм (дециметр)
санти	с	10^{-2}	см (сантиметр)
милли	м	10^{-3}	мм (миллиметр)
микро	мк	10^{-6}	мкм (микрометр)

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Таблица

Соотношение единиц, подлежащих изъятию, с единицами СИ, а также с допускаемыми к применению единицами, не входящими в СИ

Наименование величины	Единицы		Соотношение с едини- цей СИ
	Наименова- ние	обозна- чение	
Сила, сила тя- жести	грамм-сила	гс	$1 \text{ гс} = 9,8 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \approx 10 \text{ мН}$
Грузоподъем- ная сила, вес	килограмм- сила	кгс	$1 \text{ кгс} = 9,8 \text{ Н} \approx 10 \text{ Н}$
	тонна-сила	тс	$1 \text{ тс} = 9,8 \cdot 10^3 \text{ Н} \approx 10 \text{ кН}$
Давление, напряжение, модуль упру- гости	килограмм- сила на квад- ратный сан- тиметр	кгс/см ²	$1 \text{ кгс/см}^2 = 9,8 \cdot 10^4 \text{ Па} \approx$ $\approx 10^5 \text{ Па} = 0,1 \text{ Мпа}$
	метр водяно- го столба	м вод.ст.	$1 \text{ м вод.ст.} = 9,8 \text{ кПа} \approx$ $\approx 10 \text{ кПа}$
	миллиметр водяного	мм вод.ст.	$1 \text{ мм вод.ст.} = 9,8 \text{ кПа}$ $\approx 10 \text{ кПа}$

	столба миллиметр ртутного столба бар	мм рт. ст. бар	1 мм рт. ст. = 133,3 Па 1 бар = 10^5 Па
Момент силы, момент пары сил; крутящий мо- мент	килограмм- сила · метр тонна – сила · метр	кгс · м тс · м	1 кгс · м = 9,8 Н · м \approx ≈ 10 Н · м 1 тс · м = $9,8 \cdot 10^3$ Н · м \approx ≈ 10 кН · м
Энергия, рабо- та	килограмм – сила · метр	кгс · м	1 кгс · м = 9,8 Дж ≈ 10 Дж
Мощность	тонна-сила · метр килограмм – сила · метр в секунду лошадиная сила	тс · м кгс · м/с л. с.	1 тс · м = 10 кДж 1 кгс · м/с = 9,8 Вт ≈ 10 Вт 1 л. с. = 735,5 Вт
Динамическая вязкость	пауз килограмм- сила-секунда на квадрат- ный метр	П кг · с/м ²	1 П м = 0,1 Па · с 1 кг · с/м ² = 9,8 Па · с \approx ≈ 10 Па · с
Кинематиче- ская вязкость	стокс	Ст	1 Ст = 10^{-4} м ² / с
Частота вра- щения	оборот в се- кунду оборот в ми- нуту	об/с об/мин	1 об/с = 1 с ⁻¹ 1 с ⁻¹ = 60 об/мин

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Таблица

Приставки и множители для образования десятичных кратких и дольных единиц

$t, ^\circ\text{C}$	$Q, \text{кг/м}^2$	$t, ^\circ\text{C}$	$Q, \text{кг/м}^2$
0	0,99987	40	0,99235
3	0,99999	50	0,98820
4	1,00000	60	0,98338
5	0,99999	70	0,97794
10	0,99975	80	0,97194
20	0,99826	90	0,96556
30	0,99576	100	0,95865

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Таблица

Температурный коэффициент объемного расширения β_t для воды

Давле- ние p , Па	β_t при температуре, $^\circ\text{C}$				
	0-10	10-20	40-50	60-70	90-100
10^5	0,000014	0,000150	0,000422	0,000556	0,000719
10^7	0,000043	0,000165	0,000422	0,000548	0,000700

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Таблица

Зависимость коэффициента кинематической вязкости от температуры

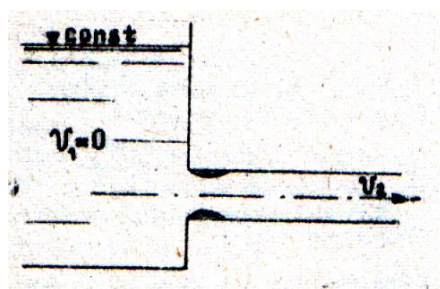
$t^0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\nu;$ $\text{см}^2/\text{с}$	$t^0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\nu;$ $\text{см}^2/\text{с}$	$t^0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\nu;$ $\text{см}^2/\text{с}$
1	0,0173	13	0,0121	23	0,0096
2	0,0167	14	0,0118	24	0,0092
5	0,0152	16	0,0112	28	0,0084
8	0,0139	18	0,0106	30	0,0081
10	0,0131	20	0,0101	40	0,0066
12	0,0124	22	0,0099	50	0,0056

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Справочные данные

Данные о коэффициентах сопротивлений наиболее часто встречающихся видов местных сопротивлений приведены в таблицах.

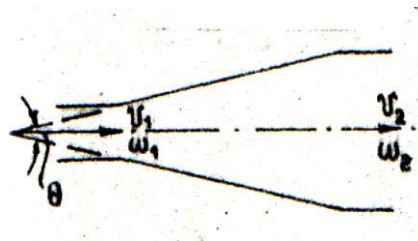
а) Вход в трубу.



При острых кромках $\zeta_{в.х.} = 0,5$, при закругленных кромках и плотном входе $\zeta_{в.х.} = 0,2$, а при весьма плавном входе $\zeta_{в.х.} = 0,05$.

б) Конический диффузор.

$$\zeta_{к.д.} = K_d \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2,$$



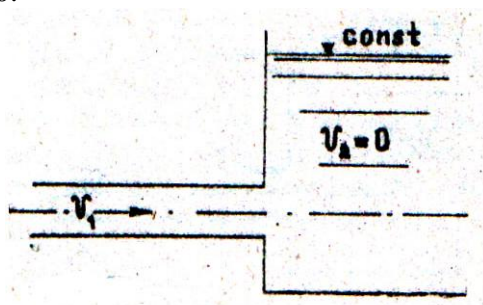
где: K_d – безразмерный коэффициент, выражающий долю потерь в диффузоре от потерь при внезапном расширении.

Потери в коническом диффузоре рассчитываются по скорости V_2 .

Таблица 1

θ	7,5	10	15	20	30
K_d	0,14	0,16	0,27	0,43	0,81

в) Выход из трубы в резервуар больших размеров, в реку и т.п. $\zeta_{\text{вых.}} = 1,0$.



г) Конический конфузор

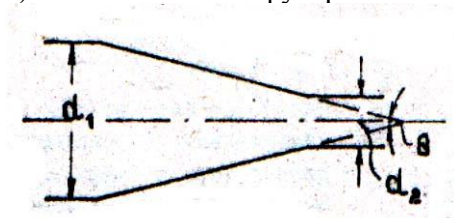


Таблица 2

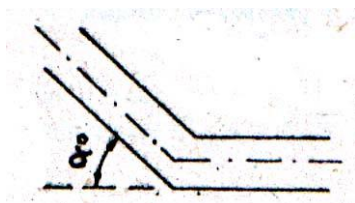
d_1/d_2	угол θ			
	10	20	30	40
$d_1/d_2 = 1,2$	0,04	0,05	0,07	0,08
$d_1/d_2 = 2,0$	0,07	0,09	0,12	0,14
$d_1/d_2 = 3,0$	0,08	0,10	0,14	0,17

Потери в коническом конфузоре рассчитываются по скорости V_2 .

д) Резкий поворот трубы

Таблица 3

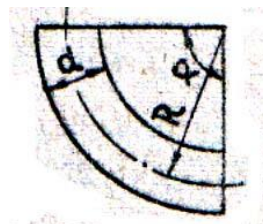
α°	30	40	50	60	70	80	90
$\zeta_{\text{кол.}}$	0,2	0,3	0,4	0,55	0,7	0,90	1,1



ный поворот) при $\alpha = 90^\circ$.
При углах $\alpha \neq 90^\circ$ значение $\zeta_{\text{кол}}$ нужно умножить на отношение $\alpha/90^\circ$.

Значения $\zeta_{\text{кол}}$ получены на основании опытов с трубами $d < 50$ мм. При увеличении диаметра значения $\zeta_{\text{кол}}$ уменьшаются.

е) Колено с закруглением (плавное) при $\alpha = 90^\circ$.



Значения $\zeta_{\text{пл}}$ нужно умножить на отношение $\alpha/90^\circ$.

Таблица 4

d/R	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\zeta_{\text{пл}}$	0,14	0,16	0,21	0,29	0,44	0,66	0,98	1,41	1,98

ж) Кран (пробковый)

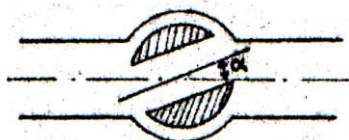


Таблица 5

α	5	10	20	30	40	50	60
$\zeta_{\text{кр}}$	0,05	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206

з) Диафрагма

Таблица 6

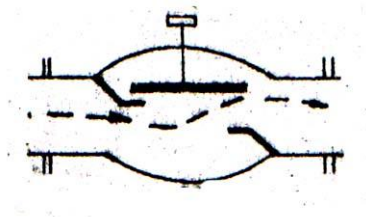
$\omega_0/\omega_{\text{гр}}$	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ξ_0	1070	245	51,0	18,4	8,2	4,0	2,0	0,97	0,41	0,126	-

и) Задвижка Лудло при полном открытии

$$\zeta_{\text{луд.}} = 0,11 \div 0,12.$$

к) Вентиль при полном открытии.

прямой шпиндель $\zeta_{\text{в}} = 3 \div 5,5$



наклонный шпиндель $\zeta_{\text{в}} = 1,4 \div 1,85$

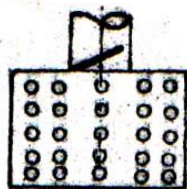


л) Обратный клапан с сеткой

$$\zeta_{\text{об. м.}} = 10$$

при отсутствии обратного клапана

$$\zeta_{\text{сет.}} = 5 \div 6.$$



ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Таблица 1

**Значения коэффициентов расхода, скорости, сжатия для
разных типов насадков**

№ п/п	Наименование насадков	Схема насадка	Коэффициенты		
			$\mu_1 \mu_n$	$\varphi_1 \varphi_n$	$\varepsilon_1 \varepsilon_n$
1	Круглое отверстие		0,62	0,97	0,64
2	Цилиндрический насадок		0,82	0,82	1,0
3	Конусоидальный		0,98	0,98	1,0
4	Конически сходящийся		0,94	0,96	0,98
5	Конически расходящийся		0,47	0,47	1,0

Таблица 2

Значения радиуса влияния для различных грунтов

№ п/п	Грунт	Радиус депрессии R, м
1.	мелкозернистые пески	50-100
2.	среднезернистые пески	100-200
3.	крупнозернистые пески	200-400
4.	очень крупные пески	400-600

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Зуйков А.Л. «Гидравлика» / А.Л. Зуйков – М.: МГСУ, 2014.
2. Калинин А.В. «Гидравлика» / А.В. Калинин. – Т.: ТГУ, 2008.
3. Кудинов В.А., Карташов Э.М. «Гидравлика» / В.А. Кудинов, Э.М. Карташов. – М.: «Высшая школа», 2008.
4. Лапшев Н.Н. «Гидравлика» / Н.Н. Лапшев. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. .
5. Пономарев Н.К., Елфимов В.И., Синиченко Е.К., Грицук И.И. Учебное пособие «Гидравлика: основы теории и практики». / Н.К. Пономарев, В.И. Елфимов, Е.К. Синиченко, И.И. Грицук. – М.: РУДН, 2014, - 204 с.
6. Ухин Б.В. «Гидравлика» / Б.В. Ухин. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2009.
7. Штеренлихт Д.В. «Гидравлика» 3-е изд., перераб и доп./ Д.В. Штеренлихт. – М.: КолосС, 2007.

ОПИСАНИЕ И ПРОГРАММА КУРСА «ГИДРАВЛИКА»

1. Описание курса

Дисциплина – «Гидравлика».

Цель курса – научить студентов основным законам движения и равновесия жидкости и применению этих законов в своей практической деятельности для решения конкретных инженерных задач.

Для реализации поставленной цели в процессе преподавания курса и *подготовки высококвалифицированных специалистов в области инженерии обучающийся должен:*

- **познать:** основные положения динамики и равновесия жидкости;
- **научиться:** использовать полученные знания для моделирования гидравлических явлений с использованием операционных систем, выделять конкретное физическое содержание в прикладных задачах профессиональной деятельности;
- **овладеть:** навыками и основными методами решения общеинженерных задач, связанными с гидравлическими расчетами и расчетами максимальных расходов характерных вероятностей превышения.

Дисциплины преподаются бакалаврам дневной формы обучения по направлениям: 08.03.01 «Строительство», 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», 13.03.03 Энергетическое машиностроение, 21.03.01 «Нефтегазовое дело», 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», 21.05.02 «Прикладная геология», 21.05.04 «Горное дело (Макишейдерия)».

Курс состоит из лекций, практических занятий, лабораторных и контрольных работ.

Инновационность курса. Лекционный курс читается в специализированной аудитории с мультимедийным оборудованием, дающим возможность проектирования различных схем и чертежей на экран, а также, при необходимости, использовать компьютеры. По дисциплинам подготовлены и вывешены на сайте кафедры лекционные материалы в электронном виде. Разработаны материалы для проведения расчетно-экспериментальных работ по определению основных гидравлических и гидрологических характеристик.

Сведения об авторах курса:

Грицук Илья Игоревич, кандидат технических наук, доцент департамента «Архитектуры и строительства» Инженерной академии;

Синиченко Евгений Константинович, кандидат технических наук, доцент департамента «Архитектуры и строительства» Инженерной академии;

Пономарев Николай Константинович, кандидат технических наук, профессор департамента «Архитектуры и строительства» Инженерной академии;

Кумеров Дмитрий Евгеньевич, ассистент департамента «Архитектуры и строительства» Инженерной академии.

2. Структура курса

№	Тематика лекций
1	Гидравлика как наука, ее связь с другими дисциплинами. Исторический обзор. Жидкость и ее физические свойства.
2	Гидростатика: давление и его свойства, дифференциальные уравнения равновесия Эйлера, закон Паскаля. Абсо-

	лутное и избыточное давление.
3	Суммарная сила гидростатического давления, центр давления, определение графическим и аналитическим методами на плоские поверхности.
4	Определение суммарной силы гидростатического давления и центра давления на криволинейные поверхности. Относительный покой жидкости. Закон Архимеда.
5	Динамика жидкости, понятия, определения, классификация движения потока жидкости. Уравнение неразрывности. Уравнение Бернулли.
6	Режимы движения: ламинарный и турбулентный. Характеристики, определения.
7	Распределение напряжений сил трения и скоростей при ламинарном и турбулентном режимах движения.
8	Дифференциальные уравнения движения Эйлера, основное уравнение равномерного движения. Потери напора по длине на трение, формула Дарси-Вейсбаха, коэффициент гидравлического трения.
9	Местные сопротивления, потери напора на преодоление местных сопротивлений, коэффициент потерь местных сопротивлений, формула Борда.
10	Истечение жидкости из отверстий и насадков, расход, коэффициенты сжатия, скорости, расхода, виды сжатия. Расчет короткого трубопровода.
11	Установившееся движение в напорных трубах. Основные расчетные зависимости
12	Расчет простых и сложных трубопроводов. Соединения трубопроводов. Непрерывная раздача. Гидравлический удар.
13	Гидравлические машины. Классификация, область применения. Лопастные гидромашины: осевые и центробежные насосы.
14	Ц.б.н. – основные расчетные зависимости, рабочие и универсальные характеристики, работа насоса на трубо-

	провод.
15	Равномерное движение в открытых руслах. Основные расчетные зависимости и задачи расчета. Критический уклон.
16	Движение грунтовых вод. Коэффициент фильтрации. Дифференциальное уравнение неравномерного движения фильтрационного потока.
17	Максимальные расчетные расходы воды: определение и применение в расчетах сооружений на водотоках и их прибрежных зонах.

№	Тематика практических занятий (семинаров)
1	Задачи на физические свойства жидкости. Определение силы гидростатического давления на плоские поверхности.
2	Определение силы гидростатического давления на криволинейные поверхности.
3	Задачи на уравнение Бернулли.
4	Задачи на истечение жидкости из отверстий и насадков. Расчет короткого трубопровода.
5	Расчет простого длинного трубопровода. Расчет соединений трубопроводов.
6	Центробежные насосы. Подбор насоса на трубопроводную сеть. Определение рабочей точки.
7	Естественные водотоки. Построение графиков удельных энергий сечения и потока.
8	Задачи по расчету коэффициента фильтрации.
9	Расчет максимальных расходов волны половодья и паводка.

№	Дисциплина	Тематика лабораторных работ
1.	Гидростатика	Измерение основных гидравлических величин.

2.	Гидродинамика	Режимы движения жидкости.
3.	Гидродинамика	Исследование движения потока жидкости в трубе переменного сечения, согласно уравнения Бернулли
4.	Гидродинамика	Определение коэффициента гидравлического трения и потерь напора по длине на трение
5.	Гидродинамика	Определение коэффициента потерь напора на местные сопротивления и потерь напора на преодоление местных сопротивлений
6.	Гидродинамика	Определение коэффициента расхода мерной диафрагмы и дроссельного затвора
7.	Гидродинамика	Истечение жидкости из отверстий и насадков
8.	Гидродинамика	Определение времени опорожнения резервуара при постоянном и переменном напоре.
9.	Движение в открытых руслах	Моделирование движения потоков в открытом русле.
10.	Основы фильтрации	Определение коэффициента фильтрации грунта на установке Дарси.
11.	Гидромашины	Испытание центробежных насосов

3. Организационно-методическое построение курса

Данное пособие рассматривает необходимые разделы изучаемых курсов этих направлений. Так, для студентов строительных специальностей более подробно освещены процессы, которые имеют место при строительстве и эксплуатации инженерных сооружений; для энерго- и машиностроительных специальностей – те процессы, с которыми они сталкиваются при проектировании и эксплуатации машин; для гор-

няков – эксплуатация горных машин и теория движения
фильтрационных вод.

4. Условия и критерии выставления оценок

Учебная работа студентов оценивается в соответствии с
требованиями системы оценок ECTS.

Оценки ECTS	F	FX	E	D	C	B	A
Оценки РФ	2	2+	3	3+	4	5	5 +
Баллы БРС	0-30 баллов	31-50 баллов	51-60 баллов	61-68 баллов	69-85 баллов	86-94 баллов	95-100 баллов

Результаты проставляются в зачетные ведомости и за-
четные книжки:

- зачеты – в день проведения зачета,
- экзамены – в день проведения экзамена при наличии
штампов допуска к сессии.

**Илья Игоревич Грицук
Николай Константинович Пономарев
Евгений Константинович Синиченко
Дмитрий Евгеньевич Кумеров**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ
«ОСНОВЫ МЕХАНИКИ
ЖИДКОСТИ»**

*Для студентов II, III, IV и V курсов направлений:
08.03.01 «Строительство», 15.03.05 «Конструкторско-
технологическое обеспечение машиностроительных про-
изводств», 13.03.03 Энергетическое машиностроение,
21.03.01 «Нефтегазовое дело», 23.03.03 «Эксплуатация
транспортно-технологических машин и комплексов»,
21.05.02 «Прикладная геология», 21.05.04 «Горное дело
(Машиностроение)».*

Тематический план 2017 г.

Технический редактор

Подписано в печать 14.12.2014 г. Формат 60×90/16.
Печать офсетная. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Тираж 300 экз. Заказ 1189.

Российский университет дружбы народов
117923, ГСП-1, г. Москва, ул. Орджоникидзе, д. 3

Типография РУДН
117923, ГСП-1, г. Москва, ул. Орджоникидзе, д. 3, тел. 952-04-41