

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

В.П. Гусев

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ

(По материалам курса лекций по «Основам гидравлики»)

Учебно-методическое пособие

Издательство ТПУ

Томск 2009

УДК 66-93 (0.75.8)

ББК 35.11

Гусев В.П. Основы гидравлики. Учебное пособие.- Томск. Изд-во ТПУ, 2009.- 172с.

В учебном пособии излагаются теоретические основы гидромеханических процессов применительно к процессам хранения и перемещения жидкостей и газов. Рассматриваются основные законы гидравлических процессов в состоянии покоя и движения жидкостей, имеющих различные реологические свойства: ньютоновских и неньютоновских жидкостей. Рассмотрены основные методы решения дифференциальных уравнений гидростатики и гидродинамики применительно к решению широкого круга основных прикладных задач: аналитические методы решения и методы решения с помощью метода обобщённых переменных. Приведены решения для задач транспортирования жидкостей и газов по трубопроводам, истечения жидкостей через насадки и водосливы и др. Приводятся основные данные по характеристикам, устройству и методам расчёта и подбора насосов для транспортирования жидкостей. Особое внимание уделяется вопросам сжатия и перемещения газов.

Материал и структура изучаемого материала в пособии предназначены, прежде всего, для инженерной подготовки в целях переподготовки и повышения квалификации специалистов, связанных с решением практических задач транспортирования текущих сред.

Пособие полезно студентам, аспирантам, инженерно-техническому персоналу проектных организаций и другим работникам, занимающимся вопросами проектирования и эксплуатации различных трубопроводных систем, включая магистральные нефте- и газопроводы.

Включает: иллюстрации, таблицы, 8 использованных источников литературы.

Р е ц е н з е н т:

доктор технических наук, профессор
кафедры общей химической технологии
Томского политехнического университета

В.И.Косинцев.

Издательство ТПУ, 2009

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	5
ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ. Введение	6
ГЛАВА 1. Общие понятия, термины и определения.....	8
1.1. Общепринятые условные обозначения параметров и физических величин.....	8
1.2. Общие представления о жидкостях и её свойствах.....	11
1.3. Основные характеристики движения жидкостей.....	20
ГЛАВА 2. Гидростатика. Основы теории и прикладные задачи.....	31
2.1. Дифференциальное уравнение равновесия Эйлера.....	31
2.2. Основной закон гидростатики	34
2.3. Уравнение поверхности уровня.....	35
2.4. Гидростатическое давление в точке. Закон Паскаля и геометрическая форма поверхности уровня.....	35
2.5. Прикладные задачи гидростатики.....	38
2.5.1. Сила давления на дно и стенки сосуда.....	38
2.5.2. Гидростатические машины.....	40
2.5.3. Устройства и приборы для измерения давления и уровня жидкостей в резервуарах.....	41
ГЛАВА 3. Гидродинамика. Основы теории.....	47
3.1. Дифференциальное уравнение неразрывности потока.....	48
3.2. Дифференциальные уравнения движения жидкости Навье-Стокса и Эйлера.....	51
3.3. Уравнение Бернулли.....	55
ГЛАВА 4. Основы моделирования и теории подобия.....	59
4.1. Принципы моделирования гидродинамических процессов.....	59
4.2. Основы метода обобщённых переменных.....	60
4.3. Подобие гидродинамических процессов.....	65
ГЛАВА 5. Прикладные задачи гидродинамики.....	71
5.1. Течение ньютоновских жидкостей в трубах.....	71
5.2. Течение неньютоновских жидкостей в трубах.....	75
5.3. Гидравлическое сопротивление трубопроводов.....	78
5.4. Расчёт трубопроводов для транспорта жидкостей.....	84
5.5. Расчёт газопроводов.....	91
5.6. Истечение жидкостей через отверстия, насадки и водосливы..	93
5.7. Движение жидкостей (газов) через неподвижные слои зернистых материалов и насадок.....	98
5.8. Движение твёрдых тел в жидкостях.....	101
5.9. Гидравлический удар в трубопроводах.....	102
5.10. Устройства и приборы для измерения скорости и расхода...	108
ГЛАВА 6. Транспортирование жидкостей.....	114
6.1. Классификация и основные параметры насосов.....	114
6.2. Объёмные насосы.....	117
6.3. Динамические насосы.....	122

6.4. Другие типы насосов.....	131
6.5. Сравнение насосов различных типов.....	136
ГЛАВА 7. Сжатие и перемещение газов.....	139
7.1. Классификация компрессоров.....	139
7.2. Термодинамика компрессорного процесса.....	140
7.3. Мощность компрессоров.....	143
7.4. Основные типовые компрессорные машины.....	144
7.4.1. Поршневые компрессоры.....	144
7.4.2. Многоступенчатое сжатие.....	145
7.4.3. Ротационные компрессоры.....	146
7.4.4. Центробежные компрессорные машины	147
7.3.5. Вакуум-насосы.....	150
7.3.6. Сравнительная характеристика компрессоров.....	151
7.4. Газовые хранилища.....	152
ГЛАВА 8. Насосы в нефтяной промышленности.....	154
Вопросы для самоконтроля.....	165
ПРИЛОЖЕНИЕ	168
Таблица 1. Коэффициенты местных гидравлических сопротивлений.....	168
Таблица 2. Средние значения шероховатостей стенок труб.....	171
ЛИТЕРАТУРА	172

Предисловие

Настоящее учебно-методическое пособие подготовлено для изучения курса «Гидравлика» слушателями Центра профессиональной переподготовки специалистов нефтегазового дела при Томском политехническом университете. Слушателями курса являются сотрудники (инженеры-проектировщики) Томского НИПИНЕФТЬ. Данный курс входит в состав модуля по «Базовым дисциплинам» проекта «Обустройство» 2008-2010.

В основу разработки программы обучения и учебно-методических материалов были заложены, прежде всего, требования к уровню знаний специалистов в соответствии с целями и задачами процесса переподготовки и повышения квалификации специалистов. При этом, главная и основная цель программы обучения состояла в переподготовке и повышении квалификации инженеров-проектировщиков для решения практических задач проектирования обустройства месторождений нефти и газа.

Учебно-методическое пособие разработано на основе требований стандартных образовательных программ с учётом опыта преподавания общеинженерной дисциплины «Основные процессы и аппараты химической технологии», которая является основополагающей общепрофессиональной инженерной дисциплиной при подготовке инженеров-технологов химического профиля, включая инженеров химиков-технологов в области технологий жидких углеводородов. В составе указанной дисциплины, раздел «Гидравлика» является одним из основных и входит составной частью в группу «Гидромеханических процессов и аппаратов», которые в свою очередь являются основополагающими для всей указанной дисциплины в целом.

В данном пособии представлены практически все основные вопросы, касающиеся теоретических основ и прикладных задач гидромеханических процессов. Кроме того, приводятся сведения о современном состоянии насосов, используемых в нефтяной промышленности.

В пособии широко использовались и представлены материалы учебников и монографий, таких известных авторов, как А.Г.Касаткин, Н.И.Гельперин, В.Б.Коган, Ю.И.Дытнерский, В.М.Черкасский, А.А.Кузнецов, В.А.Алиев, и мн. др. , использованы справочные материалы Дж.Перри, В.А.Григорьева и В.М.Зорина и мн.др. авторов.

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ

Введение

подавляющее большинство технологических процессов практически в любой отрасли современного производства в той или иной степени связаны с использованием жидкостей, газов или паров. Особенно это касается таких отраслей промышленности, как химическая и нефтехимическая отрасли, включая добычу, транспортировку и переработку нефти и газа. И во многом, благодаря накопленным знаниям о закономерностях поведения жидкостей и газов, в условиях современных производств удаётся не только успешно повышать эффективность существующих технологий, но и разрабатывать новые и весьма перспективные технологии. Это касается всех без исключения технологических процессов, которые протекают в динамических условиях, т.е. в таких условиях, которые не только непосредственно, но и, прежде всего, связаны с движением жидкостей и газов. Это такие технологические процессы, как гидромеханические, теплообменные и массообменные процессы, а так же процессы, связанные с химическими превращениями. При протекании указанных процессов в условиях движения в объёме жидкостей и газов зависимости от физико-химических свойств и внешних сил вначале формируются поля скоростей, затем температурные и поля концентраций. Эти поля в конечном итоге определяют величину движущих сил и направления протекания процессов. По этой причине, при изучении любого технологического процесса, особое значение приобретают вопросы, связанные с изучением закономерностей течения жидкостей и газов, что является основным предметом изучения гидравлики.

Гидравлика – это наука, изучающая законы равновесия и движения жидкостей и газов, включая пары жидкостей. Название «гидравлика» происходит от греческого **«hydraulikos»**, что означает – водяной. Если строго следовать научно-техническим канонам, гидравлика является, в отличие от теоретической гидромеханики, которая оперирует сложным и строгим математическим аппаратом («Механика жидкостей и газов»), прежде всего технической наукой, основная задача которой состоит в практическом решении задач. По этой причине, при разработке методов практического расчёта в гидравлике очень часто прибегают к использованию различного рода допущений и предположений, ограничиваясь во многих случаях одномерными потоками в стационарных режимах. Во многих случаях используются результаты экспериментальных данных, которые, после соответствующей математической обработки, в виде математических уравнений используются для решения целого круга подобных задач.

В гидравлике обычно используются гидромеханические методы, именно по этой причине часто гидравлику называют прикладной (технической) гидромеханикой. Тем не менее, при решении многих практических задач, в гидравлике, в качестве теоретической базы, используются методы и достижения теоретической гидромеханики. Так например, при решении многих задач по транспортировке жидкостей, кинетике тепло- и массообменных процессов, в качестве основы используются основные дифференциальные уравнения движения жидкостей Навье-Стокса, Громеки и т.д. Необходимо отметить, что в последние годы, из-за сложности многих практических задач, происходит существенное сближение теоретической и прикладной гидромеханики, используются одни и те же методы и приёмы решения, часто прибегают к постановке специальных экспериментов. Бывает очень трудно провести границу между фундаментальной и прикладной науками. Именно по этой причине во многих источниках научно-технической литературы, и в данном пособии не исключение, под термином «гидравлика» объединены вопросы и понятия прикладной и теоретической гидромеханики.

К настоящему времени известно достаточно много научно-технической и учебной литературы, посвящённой изучению вопросов гидромеханических процессов. Во многих изданиях часто одни и те же вопросы рассматриваются под различными углами зрения, при теоретическом описании используются разные подходы и формы математического описания. Например, в литературе часто можно встретить различные формы записи основных уравнений движения жидкостей Навье-Стокса, в форме баланса сил, напряжений или в форме закона сохранения количества движения и т.д. Уравнения можно записать в виде системы дифференциальных уравнений, либо с использованием элементов и формул векторного анализа. Безусловно, подобное многообразие обуславливается, прежде всего, поставленными целями и задачами. С этой точки зрения, в настоящем учебном пособии большинство теоретических вопросов по гидравлике рассматриваются исключительно для решения *инженерных* задач, связанных с проблемами хранения и транспортировки жидкостей и газов.

ГЛАВА 1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ, ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

1.1. Общепринятые условные обозначения

Некоторые сведения по высшей математике

Системы координат. Положение любой точки P в пространстве определяется при помощи той или иной системы координат. Наиболее употребительны следующие системы координат: декартовы прямоугольные, цилиндрические и сферические (полярные). Исторически сложилось, что в «Процессах и аппаратах химической технологии» (да и во многих других науках) наиболее распространенными являются левая декартова прямоугольная и цилиндрическая системы координат. Обычно термин «левая» опускают.

Декартовыми прямоугольными координатами точки P (Рис.1) называются взятые с определенным знаком расстояния (в некотором определенном масштабе) этой точки до трех взаимно перпендикулярных координатных плоскостей или, что то же, проекции радиуса-вектора r на три взаимно перпендикулярные **координатные** оси. В зависимости от взаимного расположения положительных направлений координатных осей возможны правая (Рис.1.а) и левая координатные системы (Рис.1,б). На практике эти системы равнозначны, т.к. формулы из-за равнозначности горизонтальных осей (x и y) не зависят от вида координатной системы.

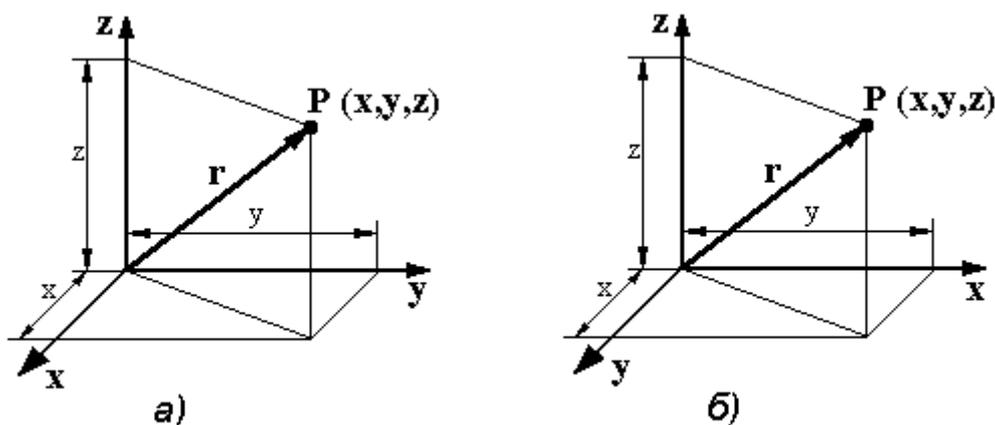


Рис.1. Декартовы прямоугольные системы координат.

Наиболее часто встречающиеся математические обозначения:

- \lim – предел функции;
- lg, ln – десятичный и натуральный логарифмы соответственно;
- Σ - сумма;

- $\sum_{i=1}^n$ - сумма от 1 до n;
- $f()$ - обозначение функций, например $f(x)$;
- Δ - значок приращения;
- const – постоянная величина;
- ∂ - частный дифференциал;
- d – полный дифференциал;
- $\frac{\partial y}{\partial \tau}$ - частная производная функции «у» по времени τ ;
- $\frac{dy}{d\tau}$ - полная производная функции «у» по времени τ ;
- $\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial^2}{\partial x^2}$ или $\frac{d}{dx}, \frac{d^2}{dx^2}$ - соответственно первая и вторая производные

некоторой функции по аргументу, например: $\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{du}{dx}, \frac{d^2 u}{dx^2}$ и т.д.

Применительно к четырехмерному пространству (x, y, z – прямоугольная декартова система координат, τ - время):

если «u» дифференцируемая функция по все переменным, то:

$du = \frac{\partial u}{\partial \tau} d\tau + \frac{\partial u}{\partial x} dx + \frac{\partial u}{\partial y} dy + \frac{\partial u}{\partial z} dz$ - полный дифференциал этой функции;

$\frac{du}{d\tau} = \frac{\partial u}{\partial \tau} + \frac{\partial u}{\partial x} \cdot \frac{dx}{d\tau} + \frac{\partial u}{\partial y} \cdot \frac{dy}{d\tau} + \frac{\partial u}{\partial z} \cdot \frac{dz}{d\tau}$ - полная субстанциональная производная;

учитывая, что $\frac{dx}{d\tau} = w_x, \frac{dy}{d\tau} = w_y$ и $\frac{dz}{d\tau} = w_z$ - соответственно проекции скорости на оси координат x, y и z , то полная субстанциональная производная будет представлена так:

$$\frac{du}{d\tau} = \frac{\partial u}{\partial \tau} + \frac{\partial u}{\partial x} \cdot w_x + \frac{\partial u}{\partial y} \cdot w_y + \frac{\partial u}{\partial z} \cdot w_z;$$

$\int y dx; \int_b^a y dx$ – соответственно неопределенный интеграл, определенный интеграл (a - верхний предел, b- нижний предел);

- $\bar{a}, \bar{b}, \bar{c}$ -обозначение векторов;
- ∇ - дифференциальный оператор Гамильтона (греческая буква «набла»): это символический вектор, заменяющий символы градиента, дивергенции и ротации, например,: $\nabla U = \text{grad}U; \nabla V = \text{div}V, \nabla \times V = \text{rot}V.$

- Δ или $\nabla\nabla, \nabla^2$ - оператор Лапласа (часто употребляется выражение: набла два): обычно используется для сокращения записи математических выражений, например: в декартовых координатах

$$\nabla^2 U = \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} - \text{сумма вторых производных};$$

$$\operatorname{div} \bar{U} = \frac{\partial \bar{U}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{U}_y}{\partial y} + \frac{\partial \bar{U}_z}{\partial z} - \text{дивергенция вектора } U.$$

Обозначения некоторых основных физических параметров и величин

1. $d_{\text{экв}}$ – диаметр эквивалентный, м;
2. d – диаметр частиц, труб, м;
3. F, T – сила, Н;
4. P, p – давление, Па;
5. Δp – потеря давления, Па;
6. S - поверхность, площадь сечения, м²;
7. G – массовая сила, Н; массовый расход, кг/с;
8. V, Q - объёмный расход, м³/с; м³/ч;
9. H, h, L, l – высота (аппарата, подъема), путь, длина, м;
10. M – молекулярная масса, кг/моль; массовый расход, кг/ч;
11. N – мощность, Вт; количество молей;
12. n – число оборотов; количество;
13. F – сила (давления, инерции и др.), Н;
14. r_2 – радиус гидравлический;
15. T, t — температура, К или °С;
16. Π – периметр;
17. β – коэффициент объемного расширения, 1/К;
18. δ – толщина, мм, м;
19. η – коэффициент полезного действия;
20. λ – коэффициент сопротивления трения,
21. μ – коэффициент динамической вязкости Па·с;
22. ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с;
23. ρ – плотность, кг/м³;
24. σ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м; напряжение, МПа;
25. τ – время, с, ч;
26. ζ – коэффициент местного сопротивления.

1.2. Общие представления о жидкостях и её свойствах

Капельные и упругие жидкости

В теории гидромеханики под термином «жидкость» подразумеваются капельные и упругие жидкости (газы и пары) благодаря их общему физическому свойству – текучести. Поэтому, прежде всего, в гидравлике и гидромеханических процессах жидкости рассматриваются как текучие среды (вещества), способные самопроизвольно занимать и принимать форму всего объёма сосуда, в котором они заключены. Кроме того, жидкости представляются как сплошные среды с непрерывно распределенной плотностью. Под этим понятием имеется в виду среда, частицы которой равномерно распределены по всему её объёму без «разрывов», т.е. в любой точке объёма существуют частицы среды и обладают определённой плотностью.

Различают следующие виды жидкостей:

- **Идеальная жидкость** – обладает абсолютной текучестью, абсолютно несжимаема и в ней полностью отсутствуют силы сцепления между частицами.
- **Реальная жидкость** – обладает всеми указанными выше свойствами. Главные и основные свойства жидкости – текучесть и вязкость.
- **Гомогенная жидкость** – жидкость, состоящая из одного или нескольких компонентов, не имеющих границу раздела между собой (истинные растворы).
- **Гетерогенная жидкость** – жидкость, состоящая из одного или нескольких компонентов, которые имеют границу раздела между собой - двух или трёхфазные системы (суспензии, дымы, пыли, туманы и эмульсии).

Гидродинамическое понятие точки. Под точкой понимается небольшой объём произвольной формы, неподвижный, размеры которого достаточно малы, чтобы все свойства среде не менялись бы на расстояниях, сравнимых с размерами этого объёма, но в тоже время достаточно большой объём, чтобы в нём было большое количество молекул среды.

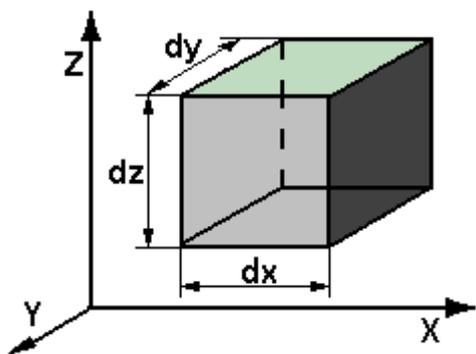


Рис.1.1. Элементарный объём в декартовых координатах

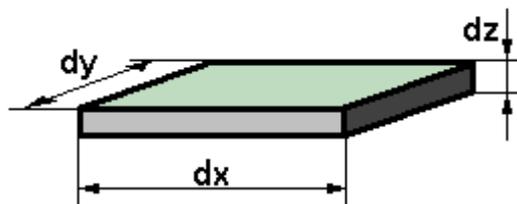


Рис.1.2. Элементарная поверхность

Элементарный объём. Элементарный объём – это неподвижный объём произвольной формы, имеющий такие размеры, которые не превышают

тех расстояний, на которых свойства среды не изменялись бы более чем на бесконечно малую величину.

Обычно в декартовых координатах элементарный объём представляется в виде прямоугольного параллелепипеда (рис.1.1).

Элементарная поверхность. Элементарная поверхность – это неподвижный объём, который в одном направлении имеет размер, сравнимый с размерами гидродинамической точки, а в двух других имеет размеры, сравнимые с размерами элементарного объёма (рис.1.2).

Элементарная частица. Элементарная частица – это достаточно большая совокупность молекул среды, по размерам сравнимая с размерами элементарного объёма.

Линия тока. Линией тока называется кривая, в каждой точке которой в данный момент времени вектор скорости совпадает с касательной в этой точке.

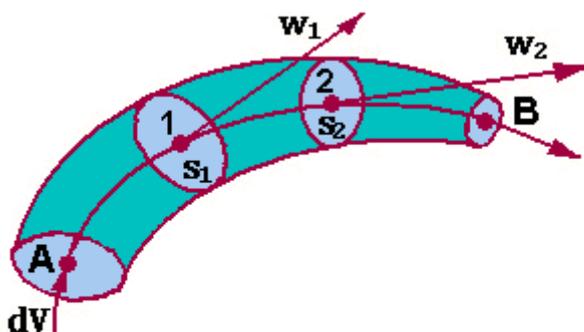


Рис.1.3. К определению линий тока и элементарной трубки тока.

Элементарная струйка или трубка тока. Элементарная струйка или трубка тока – это совокупность линий тока через малый замкнутый контур.

Для наглядности на рис.1.3 показаны представления о линии и элементарной трубке тока: **AB** –

линия тока; w_1 и w_2 - векторы скоростей, совпадающие с касательными в точках 1 и 2; s_1 и s_2 – площади поперечных сечений замкнутых контуров, перпендикулярные линии тока. Для неустановившегося режима течения характерны мгновенные линии тока, соответствующие каждому моменту времени.

Силы, действующие в реальной жидкости

Жидкости, находящиеся в покое или движении постоянно находятся под воздействием различных сил. Все действующие силы подразделяются на объёмные и поверхностные силы.

Объёмные силы. Эта категория сил относится к массовым силам, поскольку их величина зависит от массы жидкости, и действуют они на каждую частицу данного объёма жидкости. К этим силам относятся силы тяжести и силы инерции, в т.ч. центробежные силы.

Характеристикой интенсивности силы тяжести G , действующей на конкретный объём V , является удельный вес γ жидкости:

$$\gamma = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} (G/V) = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} (mg/V) = \rho g \text{ [Н/м}^3\text{]}.$$

Поверхностные силы. Эти силы действуют на поверхности, ограничивающие данный объём. К таким силам относятся силы давления и поверхностного натяжения. Обычно в теории оперируют понятием напряжения, т.е. отношением силы к величине поверхности, на которую они действуют. При этом необходимо помнить, что любая действующая сила на поверхность, как векторная величина, может быть разложена на нормальную и касательную составляющие (нормальное и касательное напряжение). Нормальная составляющая направлена перпендикулярно поверхности и результатом её действия является сжатие (растяжение), а касательная – направлена по касательной к поверхности, т.е. вдоль неё, и результатом её действия является сдвиг слоёв. В трёхмерных декартовых координатах рассматриваются проекции векторов сил на соответствующие координатные плоскости.

Основные физико-химические свойства жидкостей

Плотность жидкостей и газов. По определению, плотностью ρ жидкости называют предел отношения массы жидкости к объёму, при его стремлении уменьшится до размеров точки:

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} (m/V) = \gamma/g \text{ [кг/м}^3\text{]}. \quad (1.1)$$

Для индивидуальных капельных жидкостей плотность и удельный вес определяются экспериментально в соответствии с государственными стандартами (ГОСТ) по установленным методикам и заносятся в справочники. Всегда указываются условия (давление и температура), при которых были проведены измерения. Обычно стандартными условиями являются температура $t_{ст} = 20^{\circ}\text{C}$ и давление $P=760$ мм рт.ст. Иногда в отраслевых стандартах или условиях могут использоваться другие уровни температур.

Для экспериментального определения плотности, как жидкостей, так и твердых тел, к настоящему времени разработано достаточно большое количество методов, сведения о которых приводятся в справочной литературе. Следует отметить, что методы определения строго регламентируются принятыми стандартами (ГОСТ и др. документы)

Плотность газов и паров определяется по уравнению состояния идеального газа **Менделеева-Клапейрона**:

$$PV = \frac{M}{22,4} RT, \quad (1.2)$$

здесь: $M/22,4 = \rho_0$ – плотность при нормальных условиях (н.у.); M – молекулярная масса; $22,4$ – объём в м^3 одного киломоля газа или пара при н.у.; P - давление ; V - объём; R - универсальная газовая постоянная: для одного киломоля газа $pV = RT$ газовая постоянная равна:

$$R = \frac{p_0 V_0}{T_0} = \frac{760 \cdot 133,3 \cdot 22,4}{273} = 8310 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$$

Нормальные условия (н.у.): P_0 – 760 мм.рт.ст. или одна физическая атмосфера (атм.); T_0 – $273,15^{\circ}\text{K}$ или 0°C .

Уравнением Менделеева-Клапейрона допустимо пользоваться при давлениях газов и паров, не превышающих значений порядка 10^6 Па. При давлениях выше указанной величины необходимо пользоваться уравнением состояния реальных газов **Ван-дер-Ваальса**:

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT, \quad (1.3)$$

здесь v - удельный объём газа, $\text{м}^3/\text{кг}$; a и b - величины, постоянные для каждого газа, которые обычно являются справочными данными.

При отсутствии справочных данных постоянные коэффициенты a и b можно определить по следующим уравнениям:

$$a = \frac{27R^2T_{кр}^2}{64P_{кр}} \text{ и } b = \frac{RT_{кр}}{8P_{кр}},$$

здесь $T_{кр}$ и $P_{кр}$ - критические температура и давление.

Критические параметры: $P_{кр}$, $T_{кр}$ и $V_{кр}$ - критические параметры, соответствующие такому состоянию вещества, при котором исчезают различия между паром и жидкостью.

Приведенные параметры: $P_{пр}$, $T_{пр}$ и $V_{пр}$ – приведенные параметры, определяемые отношением действительных значений давления, температуры и объёма к критическим, например: $P_{пр} = P/P_{кр}$, $T_{пр}/T_{кр}$.

Как правило, значения критических параметров для индивидуальных веществ определяются экспериментально и являются справочными величинами. Однако на практике часто пользуются эмпирическими уравнениями. Например, критические параметры некоторых нефтяных фракций и отдельных углеводородов можно рассчитать по следующим эмпирическим выражениям:

$$T_{кр} = 355,1 + 0,97a - 0,00049a^2, \quad (1.4)$$

$$P_{кр} = K \frac{T_{кр}}{M}, \quad (1.5)$$

$$a = (1,8t_{ср.мол.} + 132)\rho_{288}^{288}, \quad (1.6)$$

$$K = 5,33 + 0,855 \frac{t_{70} - t_{10}}{60}, \quad (1.7)$$

здесь: a и K – эмпирические коэффициенты: для парафиновых углеводородов $K = 5-5,3$; для нафтеновых $K = 6$; для ароматических $K = 6,22 - 7$; для нефти и нефтепродуктов обычно $K = 5,5$; M – молекулярная масса фракции; $t_{ср.мол.}$ - средняя молекулярная температура кипения фракции, 0°C ; ρ_{288}^{288} - относительная плотность; t_{70} и t_{10} – температуры, которые определяются по кривой ИТК (истинных температур кипения).

Уравнение Менделеева-Клапейрона с учётом фактора сжимаемости:

$$PV = ZnRT, \quad (1.8)$$

здесь n - число молей (кмолей) вещества; Z - фактор сжимаемости, который обычно определяется по номограммам в зависимости от приведённого давления. Значение Z , например, для нефтяных фракций составляет от 0,2 до 3 в интервале приведённых давлений от 0,1 до 30.

Часто в расчётах используется понятие - относительная плотность вещества. В классическом варианте относительная плотность вещества определяется как отношение плотности данного вещества к плотности стандартного вещества при определённых температурах. Обычно в качестве стандартного вещества используется вода с усреднённым показателем плотности при температуре $t=0^{\circ}\text{C}$ (или $T=273^{\circ}\text{K}$), равным $\rho=1000\text{ кг/м}^3$. Однако для более точных расчётов используется плотность воды при $t=4^{\circ}\text{C}$ (или $T=277^{\circ}\text{K}$) равная $\rho=998\text{ кг/м}^3$.

Обычно относительная плотность обозначается как $\Delta = \rho_{\text{в-ва}} / \rho_{\text{H}_2\text{O}}$. Однако, особенно при расчётах процессов нефтепереработки, используются несколько другие условия определения и другие обозначения относительной плотности. Так, например, ранее (примерно до 1970-73г.г.), относительная плотность обозначалась через d_4^t или d_{20}^t , что обозначало: отношение плотности вещества при температуре $t^{\circ}\text{C}$ к плотности воды при температуре $t=4^{\circ}\text{C}$ или при температуре $t=20^{\circ}\text{C}$. Позднее, и по настоящее время, относительная плотность обозначается как ρ_{277}^T или ρ_{293}^T . Смысл определения остался прежним, только поменялись температуры – их значения стали указывать по абсолютной термодинамической шкале Кельвина.

Молекулярная масса вещества. Это масса одного киломоля вещества, выраженная в кг. Определяется по химической формуле вещества и атомным массам по периодической системе элементов Менделеева.

Часто при отсутствии достаточно точных данных по химическому составу некоторых жидкостей, естественного (природного) или искусственного происхождения, например нефти или продуктов её переработки, используются эмпирические зависимости между вязкостью и, например, температурой кипения нефтяных фракций. Так, на практике, при проведении технологических расчётов по нефтепереработке широко используется уравнение Б.М.Воинова:

$$M = a + bt + ct^2, \quad (1.9)$$

здесь t – средняя молекулярная температура кипения фракции, $^{\circ}\text{C}$; a , b и c – коэффициенты.

В частности, для парафиновых углеводородов уравнение Б.М. Воинова имеет вид:

$$M = 60 + 0,3t + 0,001t^2. \quad (1.10)$$

Среднюю молекулярную температуру кипения нефтепродукта можно определить по уравнению:

$$t_{\text{ср.мол.}} = \sum x_i t_i, \quad (1.11)$$

здесь x_i - содержание узких фракций, мол. доли; t_i - средние (арифметические) температуры кипения узких фракций, $^{\circ}\text{C}$.

Формулу Б.М. Воинова уточнил А.С.Эйгенсон, который ввёл характеризующий фактор K , с помощью которого учитывается природа нефтепродукта: для парафинистых нефтепродуктов $K=12,5-13$; для ароматизированных - $K=10$ и менее; для нафтено-ароматических – $K=10-11$.

Характеризующий фактор определяют по уравнению:

$$K = \frac{1,216 \sqrt[3]{T_{\text{ср.мол.}}}}{\rho_{288}^{288}}. \quad (1.12)$$

С введением характеризующего фактора, уравнение Б.М.Воинова приобретает следующий вид:

$$M = (7K - 21,5) + (0,76 - 0,04K)t + (0,003K - 0,00245)t^2. \quad (1.13)$$

Практика использования рассмотренных уравнений показывает удовлетворительные результаты.

Удельный объём - это величина обратная плотности:

$$v = 1/\rho. \quad (1.14)$$

Данный параметр широко используется при изучении вопросов теории и практики термодинамики газов и паров, в частности, процессов их сжатия (компримирования).

Сжимаемость – свойство газов и паров изменять свой объём при изменении давления (при $T=\text{const}$):

$$\kappa = -\frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_{T=\text{const}} \quad (1.15)$$

κ – коэффициент сжимаемости.

Расширение – свойство газов и паров изменять свой объём при изменении температуры (при $P=\text{const}$):

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_{P=\text{const}} \quad (1.16)$$

β - коэффициент расширения.

Коэффициенты сжатия и расширения так же получили довольно широкое применение на практике при расчёте термодинамических процессов, связанных с вопросами технологии переработки газов и паров. Особенно это касается вопросов технологий транспортировки сжатых газов, а так же при расчёте некоторых физико-химических свойств газов и паров, например, для расчёта свойств паров жидких углеводородов при нефтепереработке.

Поверхностное натяжение – величина, которая определяет значение поверхностной энергии тел, под действием которой все тела стремятся к сокращению своей внешней поверхности на границе раздела сред, численно равна энергии образования единицы поверхности: $\sigma = \text{Н/м}$. Поверхностное натяжение является справочной величиной.

Вязкость жидкости – свойство жидкости оказывать сопротивление усилиям, вызывающим относительное перемещение её слоёв. Вязкость определяется в соответствии с законом внутреннего трения Ньютона:

$$\tau = \frac{T}{S} = -\mu \left(\frac{\partial w}{\partial n} \right)_{n \rightarrow 0}, \quad (1.17)$$

здесь μ - динамический коэффициент вязкости, Па·с.

Коэффициент динамической вязкости определяется экспериментально в соответствии со стандартами и для большинства жидкостей является справочной величиной. При отсутствии справочных данных вязкость может быть рассчитана по полуэмпирическим уравнениям.

Кроме коэффициента динамической вязкости на практике широко используется показатель кинематической вязкости, равный отношению динамической вязкости к плотности жидкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]. \quad (1.18)$$

Более подробно о вязкости будет изложено в разделе, посвящённом основным характеристикам движения жидкостей.

Способы выражения концентраций компонентов в механических смесях

- Мольная концентрация – число киломолей компонента, приходящееся на один киломоль смеси. Выражается в долях или процентах:

$$x = \frac{N_{\text{комп.}}}{N_{\text{смеси}}} (100\%).$$

- Массовая концентрация – число кг компонента, приходящееся на один кг смеси. Выражается в долях или процентах:

$$\bar{x} = \frac{G_{\text{комп.}}}{G_{\text{смеси}}} (100\%).$$

- Относительная мольная концентрация – число киломолей одного компонента, приходящееся на один киломоль другого компонента:

$$X = G_{\text{комп.1}} / G_{\text{комп.2}}.$$

- Относительная массовая концентрация – число кг одного компонента, приходящееся на один кг другого компонента:

$$\bar{X} = G_{\text{комп.1}} / G_{\text{комп.2}}.$$

- Объёмная мольная концентрация – число киломолей компонента, приходящееся на 1 м³ смеси:

$$C_{\bar{x}} = N_{\text{комп}} / V_{\text{смеси}}.$$

- Объёмная массовая концентрация – число кг компонента, приходящееся на 1 м³ смеси:

$$C_{\bar{x}} = G_{\text{комп}} / V_{\text{смеси}}.$$

Закон аддитивности. Закон аддитивности применяется для определения какого-либо свойства или параметра сложной системы, состоящей из нескольких отдельных элементов. В соответствии с этим законом, вклад каждого элемента в какое-либо свойство всей системы обуславливается долей или пропорцией этого элемента. Например, плотность механических смесей жидких компонентов определяется на основе материального баланса (масса смеси равна массе компонентов) и баланса объёмов (объём смеси равен сумме объёмов компонентов). Закон аддитивности в данном случае будет выражен следующим уравнением:

$$\frac{1}{\rho_{\text{см}}} = \frac{\bar{x}_1}{\rho_1} + \frac{\bar{x}_2}{\rho_2} + \frac{\bar{x}_3}{\rho_3} + \dots, \quad (1.19)$$

здесь: $\rho_{\text{см}}, \rho_1, \rho_2, \rho_3$ и т.д. соответственно плотность смеси и отдельных компонентов; $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_3$ и т.д. соответственно массовые доли компонентов в смеси.

По закону аддитивности рассчитываются многие свойства и параметры сложных систем: вязкость, теплоёмкость, теплопроводность и т.д.

1.3. Основные характеристики движения жидкостей

Расход жидкости и скорость движения:

Объём жидкости, протекающий через какое-либо сечение потока в единицу времени, называется объёмным расходом жидкости, V или Q ($\text{м}^3/\text{с}$).

Скорость движения жидкости определяется как расстояние, которое проходят частицы жидкости в единицу времени, w ($\text{м}/\text{с}$).

Различают местную (локальную) и среднюю скорость движения частиц жидкости. Местная скорость определяется координатами точки в объёме потока, а средняя определяется отношением объёмного расхода жидкости V к площади сечения потока S :

$$w = V/S. \quad (1.20)$$

Объёмный расход жидкости V ($\text{м}^3/\text{с}$, $\text{м}^3/\text{ч}$) и её массовый расход M или G ($\text{кг}/\text{с}$, $\text{кг}/\text{ч}$) соответственно равны:

$$V = wS, \quad M(G) = wS\rho \quad (1.21)$$

Ниже на рис.1.4., приведены эпюры скоростей течения жидкостей, наглядно иллюстрирующие понятия локальных и средних скоростей.

Виды движения

Установившееся (стационарное) движение – это такое движение, при котором скорость частиц в каждой точке объёма потока с течением времени не изменяется:

$$w = f(x, y, z) \text{ и } w \neq f(\tau), \text{ т.е. } \frac{\partial w}{\partial \tau} = 0 \quad (1.22)$$

Неустановившееся (нестационарное) движение - это такое движение, при котором скорость частиц в каждой точке объёма потока изменяется с течением времени:

$$w = f(x, y, z, \tau) \text{ и } w = f(\tau), \text{ т.е. } \frac{\partial w}{\partial \tau} \neq 0. \quad (1.23)$$

Вязкость жидкостей

Выделим в потоке сплошной среды две элементарные поверхности (1 и 2 на рис.1.5), параллельные друг другу и расположенные на расстоянии Δn . К верхней поверхности (1) приложена касательная сила T . В результате действия касательной силы в пределах элементарной поверхности верхний слой жидкости будет смещаться с некоторой скоростью w_1 . В результате действия сил межмолекулярного взаимодействия между слоями жидкости (1 и 2) на противоположной поверхности (2) возникает сила сопротивления T ,

по величине равная и противоположно направленная первой. Под действием этой силы нижний слой тормозит движение верхнего, в результате чего, он будет смещаться со скоростью w_2 , по величине меньшей w_1 на Δw .

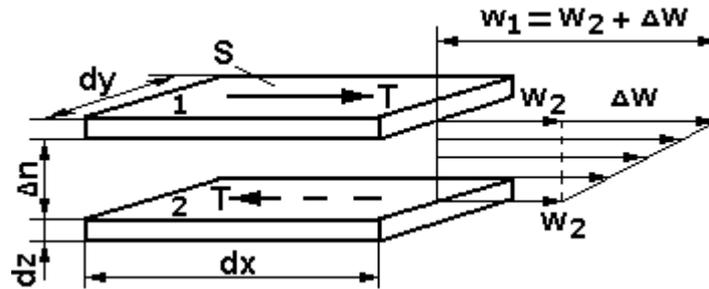


Рис.1.5. Схема, иллюстрирующая закон внутреннего трения Ньютона.

Закон внутреннего трения Ньютона: Касательная сила T , которую необходимо приложить к верхнему слою жидкости для его равномерного сдвига относительно нижнего слоя (или противоположно направленная сила трения T , с которой нижний слой сопротивляется перемещению верхнего), тем больше, чем больше чем больше градиент скорости: $\text{grad } w = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta w}{\Delta n} \right) = \frac{\partial w}{\partial n}$.

Согласно такому определению напряжение внутреннего трения, возникающее между слоями жидкости при её течении, прямо пропорционально градиенту скорости:

$$\tau = -\mu \left(\frac{dw}{dn} \right). \quad (1.24)$$

Знак минус в правой части уравнения указывает на то, что касательное напряжение тормозит слой, движущейся с относительно большей скоростью на величину Δw .

Коэффициент пропорциональности μ в уравнении называется динамическим коэффициентом вязкости. Часто вязкость жидкостей характеризуется кинематическим коэффициентом вязкости ν , который определяется отношением динамического коэффициента к плотности жидкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu g}{\gamma}. \quad (1.25)$$

Все встречающиеся жидкости, искусственного или естественного происхождения, капельные, включая гомогенные и гетерогенные, а так же упругие жидкости разделяются на две большие группы: ньютоновские и неньютоновские жидкости.

Ньютоновские жидкости – жидкости, которые полностью подчиняются закону Ньютона: напряжение сдвига не зависит от градиента

скорости. Вязкость для них – постоянная и оценивается динамическим коэффициентом вязкости.

Неньютоновские жидкости – жидкости, которые не подчиняются закону Ньютона: напряжение сдвига определяется градиентом скорости. Вязкость для них – величина переменная и зависит от напряжения сдвига. Кроме того,

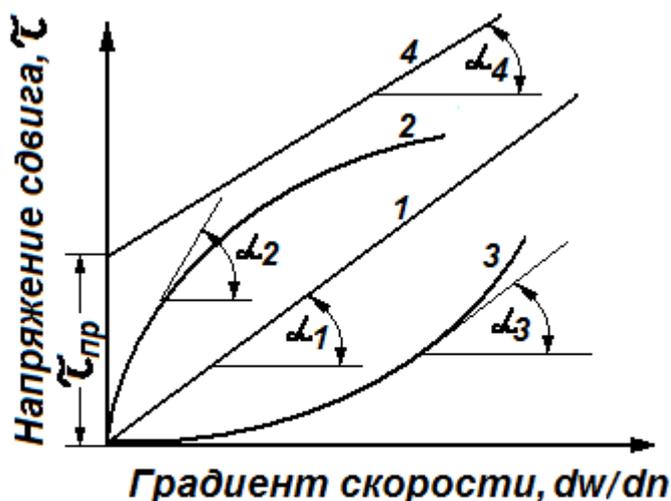


Рис.1.6. Реологические кривые жидкостей:
 1-ньютоновские жидкости; 2- псевдопластические жидкости; 3- дилатантные жидкости; 4- бингамовские жидкости.

неньютоновские жидкости в свою очередь так же подразделяются на определенные группы. Если для обычных ньютоновских жидкостей (например, вода и многие другие жидкости) зависимость между напряжением сдвига и градиентом скоростью выражается прямой линией (рис.1.6), то для неньютоновских жидкостей эта зависимость является криволинейной. Вид этих зависимостей называется кривыми течения или реологическими кривыми. Тангенс угла наклона кривой течения определяет силу сопротивления и численно равен коэффициенту вязкости ($tg\alpha=\mu$). Если кривые течения не изменяются с течением времени, то такие неньютоновские жидкости называются **стационарными** неньютоновскими жидкостями.

Общее уравнение для определения вязкости жидкостей имеет следующий вид:

$$\tau_T = \tau_{пр} + \mu \left(\frac{dw}{dn} \right)^a, \quad (1.26)$$

здесь τ_T – напряжение сдвига, (н/м²); $\tau_{пр}$ – предельное напряжение сдвига, (н/м²); $\frac{dw}{dn}$ – градиент скорости, с⁻¹; μ – коэффициент вязкости; a – показатель степени.

1. **Ньютоновские жидкость:** $\tau_{пр}=0$; $a=1$; $\mu = tg\alpha_1$ – коэффициент динамической вязкости.
2. **Псевдопластическая жидкость:** $\tau_{пр}=0$; $a < 1$. Примерами таких жидкостей могут являться растворы многих полимеров, суспензий. Часто псевдопластиком может являться сырая нефть. Вязкость этих

жидкостей оценивается при помощи коэффициента $\mu_{эф} = tg\alpha_2$ эффективной вязкости или кажущейся вязкости.

3. **Дилатантная жидкость:** $\tau_{пр}=0$; $a > 1$; $\mu_{эф} = tg\alpha_3$ – кажущаяся (эффективная) вязкость. Обычно это суспензии с большой концентрацией твёрдой фазы – т.н. пасты.
4. **Бингамовская жидкость:** $a=1$. Это такие жидкости, которые не могут течь при напряжениях сдвига меньше, чем определенный критический предел, который называется предельным напряжением сдвига $\tau_{пр}$. Обычно этот предел называется пределом текучести. Вязкость бингамовских жидкостей носит название пластической вязкости $\mu_{пл} = tg\alpha_4$ (чаще используется обозначение $\eta_{пл}$).

Если с течением времени кривые течения изменяются, то такие жидкости называются **нестационарными**. Для таких жидкостей эффективная вязкость определяется не только градиентом скорости, но продолжительностью действия напряжения сдвига. Такие жидкости, в свою очередь, разделяются на тиксотропные и реопектантные жидкости.

Для тиксотропных жидкостей с увеличением продолжительности действия постоянного напряжения сдвига структура жидкости разрушается и она становится более текучей, т.к. эффективная вязкость $\mu_{эф}$ снижается. После окончания действия сдвиговых усилий, структура восстанавливается, текучесть жидкости понижается.

Одним из основных показателей свойств подобных жидкостей является период тиксотропии, т.е. время восстановления текучести, которое может составлять различные периоды времени, от секунд и минут до часов. Примерами таких структур могут являться, например, некоторые виды красок, которые легко наносятся, а после нанесения на твёрдую поверхность, не стекают; тонкодисперсные глянчатые суспензии, например, бентонитовые суспензии, используемые при бурении скважин.

Реопектантные жидкости отличаются тем, что их текучесть с увеличением продолжительности действия напряжения сдвига снижается, т.е. они как бы загустевают.

И наконец, к третьей группе нестационарных жидкостей относятся так называемые вязкоупругие, или максвелловские, жидкости. Это такие жидкости, которые текут под действием напряжения сдвига, но после снятия напряжения частично восстанавливают свою прежнюю форму. Примерами таких вязкоупругих жидкостей могут являться некоторые виды смол и вещества тестообразной консистенции.

Следует отметить, что в подавляющем числе случаев, эффективные вязкости неньютоновских жидкостей значительно превышают вязкость воды (на несколько порядков). Кроме того, известны и используются на практике различные другие неньютоновские жидкости. Например, некоторые жидкости, обладая пределом текучести и поэтому, являясь бингамовскими, далее при повышении напряжения сдвига проявляют себя как псевдопластики (их называют бингамовскими псевдопластиками), а при дальнейшем повышении напряжения могут вести себя как дилатантные жидкости, или наоборот. В целом, на практике встречаются жидкости самых разных свойств, каждая из которых находит своё практическое применение. Например, водные суспензии бентонитовых глин, которые широко используются при бурении скважин, являются бингамовскими тиксотропными псевдопластиками. Эти их свойства используются для предотвращения в процессе бурения скважин явлений, связанных с осаждением измельчённых пород.

Гидродинамические режимы течения жидкости

Существование двух совершенно противоположных и принципиально разных структур потоков жидкости было обнаружено Гагеном (1869г), Менделеевым (1880г.) и Рейнольдсом (1883 г.). Наиболее полно режимы течения были исследованы Рейнольдсом на установке, схема которой приведена на рис.1.7. Установка состояла из резервуара 1, в нижней части которого была выведена прозрачная стеклянная трубка 4, снабжённая на конце краном 7. Левый конец трубки имел плавный вход, в который была вставлена трубка меньшего размера, соединённая с резервуаром 3, наполненным индикатором (тёмной краской). Эта трубка была снабжена краном 5. Над резервуаром 1 был установлен бачок 2 с краном 6 на высоте h , из которого в резервуар 1 подавалась исследуемая жидкость известных параметров. Устройство установки позволяло для создания стационарного потока поддерживать уровень жидкости в резервуаре 1 на постоянном уровне.

Опыт Рейнольдса состоял в следующем. Вначале при помощи крана 6 заполняли резервуар 1 жидкостью, а затем по достижении в нём уровня жидкости h , медленно открывался на определенный расход жидкости кран 7. После достижения стационарности потока жидкости в трубке 4, при помощи крана 5 по оси трубки 4 вводился индикатор из резервуара 3.

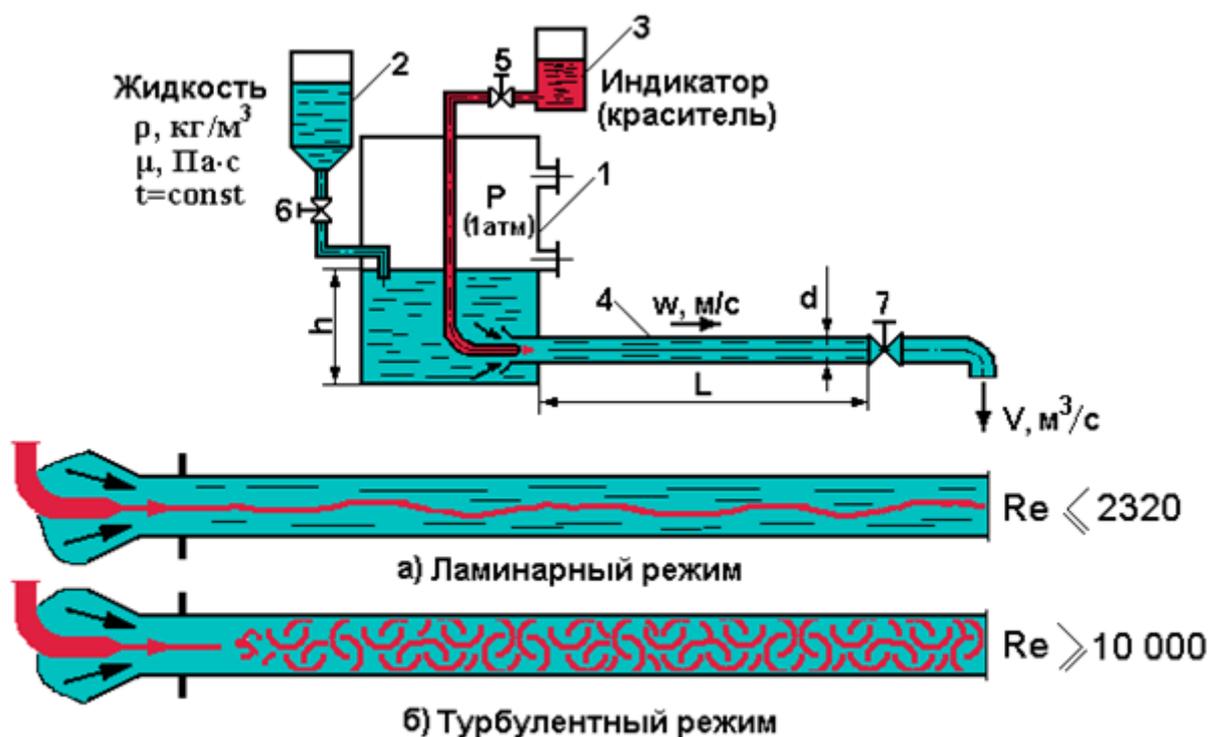


Рис. 1.7. Опыт Рейнольдса по определению гидродинамических режимов течения жидкостей

По мере истечения исследуемой жидкости визуально наблюдалась структура потока жидкости в трубке 4 по поведению тонкой струйки индикатора.

Проведенные опыты показали, что при скоростях жидкости меньше некоторого критического значения $w_{кр}$ струйка красителя, проходя по всей длине трубки 4, не размывалась и не смешивалась с жидкостью по всему сечению. При скоростях же превышающих это критическое значение $w > w_{кр}$ струйка индикатора, попадая в поток жидкости, начинала смешиваться с ней, заполняя всё сечение трубки. И чем выше было значение скорости, тем более интенсивным наблюдалось перемешивание. Очевидно, что в первом случае, когда индикатор не размывался, жидкость двигалась слоями параллельно стенкам трубы. Течение напоминало параллельно-струйчатое или слоистое движение, которое было названо ламинарным.

Во втором случае, когда при скорости потока превышающей некоторый критический порог, несмотря на продолжающееся поступательное движение жидкости по трубе, наблюдалась такая картина: на некотором участке от ввода индикатора, последний вначале не смешивался с потоком жидкости, а затем наблюдалось образование завихрений, и индикатор перемешивался с жидкостью. Такое движение было названо турбулентным.

Рейнольдсом было установлено, что переход от ламинарного к турбулентному режиму определяется с одной стороны физическими свойствами жидкости (ρ и μ), а с другой – скоростью течения w и диаметром

трубки d . На основании многочисленных экспериментов с различными жидкостями и трубками, при различных скоростях течения в результате обработки результатов опытов Рейнольдсом было установлено, что установленные режимы течения проявляются только при определенном соотношении указанных параметров. Рейнольдсом был сформирован безразмерный комплекс величин, который впоследствии был назван в честь его имени – числом (или критерием подобия) Рейнольдса:

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu}. \quad (1.27)$$

Для прямых гладких цилиндрических труб экспериментально установлены следующие границы:

1. $Re \leq 2320$ – режим движения ламинарный (устойчивый).
2. $Re \geq 10000$ – режим движения турбулентный (устойчивый).
3. $2320 < Re < 10000$ – переходный режим: неустойчивый ламинарный режим.

Для оценки гидродинамических режимов течения жидкостей по каналам других сечений отличных от цилиндрических впоследствии было введено понятие *гидравлического радиуса r_g и эквивалентного диаметра $d_э$* .

Гидравлический радиус r_g определяется следующим отношением:

$$r_g = \frac{S}{\Pi}, \quad (1.28)$$

здесь S – площадь затопленного сечения, m^2 ; Π – суммарный смоченный периметр, m .

Если применить приведённую формулу для цилиндрического сечения, для которого $S = \pi d^2/4$ и $\Pi = \pi d$, то получим, что для круглой трубы её эквивалентный диаметр равен учетверённому гидравлическому радиусу:

$$d_э = \frac{4S}{\Pi}. \quad (1.29)$$

Для определения же гидродинамического режима движения в уравнении для расчёта числа Рейнольдса используют *эквивалентный* диаметр:

$$Re = \frac{wd_э\rho}{\mu}. \quad (1.30)$$

По своему физическому смыслу, эквивалентный диаметр есть диаметр гипотетического сечения круглой формы. Другими словами, для оценки и характеристики режима течения жидкостей в каналах любой формы, отличной от круглой, вместо реального канала используют канал круглой формы с эквивалентным диаметром. Например, для канала квадратной формы с размерами сторон, равным «а», эквивалентный диаметр составит:

$$d_э = \frac{4S}{\Pi} = \frac{4a^2}{4a} = a. \quad (1.31)$$

Из приведённого расчёта следует, что при определении гидродинамического режима течения жидкости в канале квадратного сечения, он заменяется круглой трубой с диаметром d , равным эквивалентному диаметру $d_э$. Аналогичные расчёты проводят и для других, более сложных сечений. Необходимо отметить, что будет являться грубой и большой ошибкой использование эквивалентного диаметра для расчёта величины площади реальных геометрических сечений для, например, расчёта средней скорости потока.

Структура турбулентного потока. В отличие от ламинарного потока, который характеризуется, как было указано выше, слоистым движением частиц жидкости, при турбулентном потоке частицы движутся по достаточно сложным и разнообразным траекториям, образуя мгновенные линии тока. Частицы жидкости при своём движении соударяются между собой и со стенками каналов. В каждой фиксированной точке перемещающегося объёма жидкости происходит беспорядочное изменение скорости по времени, как по абсолютному значению, так и по направлению. Происходят колебания и пульсации скорости, формируются, так называемые, турбулентные вихри. Масштаб и время жизни таких вихрей зависят от физико-химических свойств жидкостей и от скорости течения.

Схематически структура турбулентного потока представлена на рис.1.8. непосредственно у границы со стенкой формируется пограничный слой жидкости толщиной δ , который, вследствие наличия значительных сил трения на границе со стенкой канала, движется в ламинарном режиме. Кроме сил трения о стенку, на это указывает и то, что непосредственно на стенки за счёт сил межмолекулярного взаимодействия (сил адгезии), скорость движения частиц жидкости равна нулю (это так называемая гипотеза Приандтля – условие прилипания). Далее формируется турбулентное ядро и по мере удаления от стенки канала скорость движения частиц жидкости в турбулентном ядре возрастает, но в различной степени. На это указывают данные экспериментов: установлено, что гидравлическое сопротивление (т.н. потерянный напор h_n) при ламинарном режиме пропорционально скорости

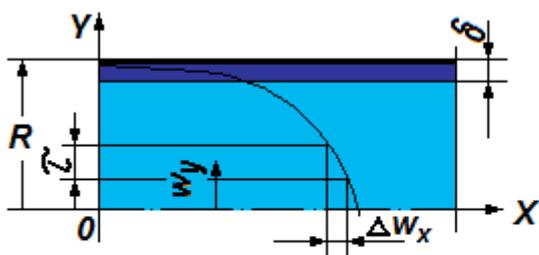


Рис.1.8. Структура турбулентного потока

потока w в первой степени, а при турбулентном режиме пропорционально $w^{1,75}$ (в шероховатых трубах $\sim w^2$).

Более подробное изучение структуры пограничных областей показало, что между ламинарным

пограничным слоем и турбулентным ядром четкой границы не существует. С одной стороны, в ламинарный пограничный слой из турбулентного ядра постоянно проникают отдельные вихри, а с другой – зарождающиеся здесь турбулентные вихри отрываются и перемещаются в турбулентное ядро. Таким образом, между слоями формируется переходная область. Полученные результаты позволили предположить, что внутри пограничного слоя существует ещё один слой, названный пограничным вязким подслоем, в который не проникают турбулентные пульсации и в котором всегда наблюдается слоистое движение: слои здесь никогда не перемешиваются между собой. Такое представление о структуре турбулентного потока, который, как правило, наблюдается при высоких скоростях движения, позволил в будущем разработать и расширить представления о механизмах всех без исключения процессов, касающихся переноса массы, импульса и энергии.

Для оценки степени турбулентности потоков жидкости были разработаны и используются следующие показатели:

- **интенсивность турбулентности I_{Π} :**

$$I_{\Pi} = \frac{\Delta w}{w} = \frac{1}{w} \sqrt{\frac{1}{3} (\Delta w_x^2 + \Delta w_y^2 + \Delta w_z^2)}, \quad (1.31)$$

здесь $\Delta w = \pm \Delta w$ – пульсации истинной скорости движения частиц относительно некоторой средней величины.

В случае, если пульсации одинаковые, т.е. $\Delta w_x = \Delta w_y = \Delta w_z$, то такая турбулентность получила название изотропной турбулентности.

- **масштаб турбулентности l (или путь смещения)** – путь, который проходят совокупности частиц (макрочастицы) жидкости в поперечном направлении к оси потока от момента возникновения до разрушения. При этом, энергия, затрачиваемая на поддержание такого состояния, непрерывно переходит от пульсаций крупного масштаба (имеется в виду турбулентное ядро) к мелким (в пограничном слое). Известно, что затрачиваемая энергия при колебательном движении равна произведению амплитуды на частоту колебаний. Следовательно, можно предположить, что крупномасштабные пульсации происходят с низкими частотами, а мелкомасштабные – с высокими частотами.

В свою очередь поперечные перемещения частиц жидкости в турбулентном ядре создают условия для возникновения дополнительных касательных напряжений τ_T^1 , которые на пути поперечного перемещения частицы со скоростью w_y создают дополнительный импульс касательных напряжений ($\tau_T = \rho w_y \Delta w_x$, см. рис.1.4.). Если принять, что $w_y \sim \Delta w_x$, то связь

между дополнительным касательным напряжением τ_T и градиентом скорости может быть выражена по закону Ньютона, следующим образом:

$$\tau_T^1 = \mu_T \left(\frac{dw_x}{dy} \right), \quad (1.32)$$

здесь $\mu_T = \rho l^2 \frac{dw_x}{dy}$ – коэффициент турбулентной вязкости, или просто турбулентная вязкость.

Поэтому, результирующее касательное напряжение в турбулентном потоке определяется суммой вязкого и турбулентного напряжений:

$$\tau_T = (\tau + \tau_T^1) = (\mu + \mu_T) \frac{dw_x}{dy}. \quad (1.33)$$

Как следует из приведённого выражения, в отличие от динамической вязкости μ , величина которой обуславливается природными свойствами жидкостей, турбулентная вязкость μ_T зависит от гидродинамических факторов, таких как скорость, расстояние от стенки, интенсивность и масштаб турбулентности. В результате, как показали многочисленные эксперименты, турбулентная вязкость изменяется от нуля (на границе со стенкой) до сравнительно больших величин на оси потока, намного превышающих динамическую вязкость. К сожалению, рассчитать и учесть турбулентную вязкость в практических расчётах не всегда удаётся, что является одной из основных причин наблюдаемых отклонений расчётных показателей протекающих процессов от действительных.

В конечном итоге структура турбулентного потока в настоящее время представляется следующим образом (рис.1.9.):

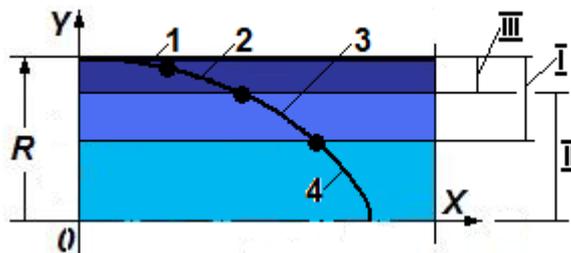


Рис.1.9. Приближённая модель поперечного сечения турбулентного потока вблизи стенки: 1- область вязкого подслоя; 2- переходной слой; 3- полностью турбулентный слой; 4- турбулентное ядро потока. I- пристеночная область; II- полностью турбулентное течение; III- область вязкого трения.

1. **Вязкий подслой:** изменение скорости в этой области определяется значением динамической вязкости жидкости μ , при этом $\mu_T=0$.
2. **Переходная область:** вязкие и турбулентные напряжения становятся сравнимыми, при этом динамическая и турбулентные вязкости примерно становятся равными.

3. **Полностью турбулентная область:** на характер течения жидкости всё ещё оказывает влияние стенка, однако, турбулентные пульсации достигают настолько значительных величин, что влияние поперечных сдвиговых напряжений существенно возрастает и в этой области величина турбулентной вязкости становится выше динамической. Обычно в теории гидравлики, эта область носит название логарифмической, т.к. изменение средней скорости потока подчиняется логарифмическому закону.

4. **Турбулентное ядро:** в этой области наблюдается развитый турбулентный поток и на масштаб турбулентности, главным образом, оказывает влияние только диаметр канала.

Представленная модель структуры пограничных областей при развитом турбулентном режиме течения является идеализированной и на самом деле резких границ между областями не существует. Поэтому, представленные на рис.1.5 точки границ являются условными.

ГЛАВА 2. ГИДРОСТАТИКА

2.1 Дифференциальное уравнение равновесия Эйлера

Постановка задачи. Одной из основных теоретических задач гидростатики является вопрос о характере распределения давления в объеме жидкости, которая в самом общем случае может находиться в абсолютном или относительном покое.

Абсолютный покой. Если жидкость находится в покое (скорость движения равна нулю, т.е. $w=0$) относительно системы координат, жестко связанной с Землей, такой покой называется абсолютным. Например, жидкость, находящаяся в покое в любом аппарате или емкости (резервуаре), которые в свою очередь находятся в неподвижном состоянии относительно Земли.

Относительный покой. Если жидкость находится в покое (скорость движения равна нулю, т.е. $w=0$) относительно системы координат, которая движется относительно Земли, такой покой называется относительным. Например, жидкость, находящаяся в покое в любом аппарате или емкости (резервуаре), которые свою очередь находятся в движении относительно Земли. При этом, движение может быть равноускоренным или с постоянной скоростью.

Состояние покоя в некоторой степени можно рассматривать частным случаем движения жидкости, но при этом скорость ее движения приравнивается нулю. Тогда, закон распределение сил давления в объеме жидкости, в соответствии с законом сохранения импульса (количества движения), который в свою очередь является общим выражением первого закона термодинамики (что внутренняя энергия изолированной от внешней среды системы постоянна, т.е. $U = \text{const}$), не должен зависеть от вида покоя. Данное утверждение справедливо только бесконечно малых объемов, в пределах которых изменения всех переменных параметров ограничивается либо их постоянством (в этом случае говорят об изотропности), либо их изменением на бесконечно малые величины. Именно по этой причине, прежде всего, в теории рассматриваются закономерности поведения жидкостей в пределах элементарного объема. Применительно к трехмерному пространству обычно элементарный объем представляется в форме прямоугольного параллелепипеда, грани которого сориентированы параллельно координатным плоскостям декартовой системы координат.

Для определения закона распределения давления выделим в объеме покоящейся жидкости элементарный объем и поместим его в декартову

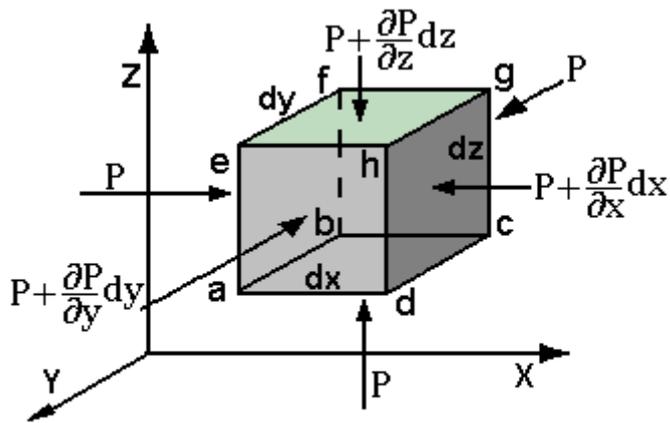


Рис.2.1. К выводу дифференциального уравнения равновесия Эйлера.

систему координат (рис.2.1) и составим баланс сил, действующих на него в направлении всех трех координатных осей (x, y, z).

Размеры граней элементарного объема в форме прямоугольного параллелепипеда dx, dy, dz и, следовательно, величина его объема составит $dV = dx dy dz$.

Если принять, что жидкость в

этом элементарном объеме изотропна (т.е. с равномерно распределенной плотностью ρ), то масса жидкости в этом объеме составит $dM = \rho dV$.

В общем случае на жидкость, находящуюся в абсолютном или относительном покое действуют силы давления и силы инерции. По общему определению сила давления равна произведению давления на площадь, на которую действует данная сила, т.е. $\mathbf{F} = \mathbf{P} \cdot \mathbf{S}$. В свою очередь силы инерции, как массовые, могут быть представлены произведением массы жидкости на величину соответствующего ускорения, т.е. $\mathbf{F}_i = \mathbf{M} \cdot \mathbf{a}$. Ускорение \mathbf{a} является векторной величиной и определяется соответствующими проекциями ускорения на координатные оси. С другой стороны ускорение можно рассматривать и как инерционную силу, отнесенную к единице массы вещества. Очевидно, что и силы инерции являются векторными величинами и их величины будут различными в направлении координатных осей.

Обозначим соответствующие проекции ускорения (a_x, a_y и a_z) на координатные оси как X, Y и Z и составим баланс действующих сил. При этом следует иметь в виду, что в общем случае ускорение \mathbf{a} представляет собой массовую силу, отнесенную к единице массы. Поскольку для жидкости, находящейся в покое, равнодействующая всех сил равна нулю, то баланс всех сил, действующих на элементарный объем, может быть представлен следующим образом:

$$\text{по оси } x: P dz dy - (P + \frac{\partial P}{\partial x} dx) dz dy + \rho dV \cdot X = 0; \quad (2.1)$$

$$\text{по оси } y: P dz dx - (P + \frac{\partial P}{\partial y} dy) dz dx + \rho dV \cdot Y = 0; \quad (2.2)$$

$$\text{по оси } z: P dx dy - (P + \frac{\partial P}{\partial z} dz) dx dy + \rho dV \cdot Z = 0. \quad (2.3)$$

В приведенных уравнениях первые и вторые члены представляют значения сил давления и противодействия, действующих в направлении осей

декартовой системы координат, а третьи члены – соответствующие силы инерции. После несложных преобразований получим систему уравнений:

$$\begin{cases} -\frac{\partial P}{\partial x} dx dz dy + \rho dV \cdot X = 0; \\ -\frac{\partial P}{\partial y} dy dz dx + \rho dV \cdot Y = 0; \\ -\frac{\partial P}{\partial z} dz dx dy + \rho dV \cdot Z = 0. \end{cases} \quad (2.4)$$

Так как $dx dz dy = dV$ и $dV \neq 0$, то в итоге получаем:

$$\begin{cases} -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho X = 0; \\ -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho Y = 0; \\ -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho Z = 0; \end{cases} \quad (2.5)$$

Полученные уравнения (2.5) в виде системы уравнений известны в гидравлике как дифференциальные уравнения равновесия Эйлера для изотропной жидкости. Уравнения 2.5 иногда для удобства использования выражают в другой форме записи:

$$F - \frac{1}{\rho} \text{grad}P = 0. \quad (2.5a)$$

В данном уравнении F представляет собой обобщённое выражение массовых сил, отнесённых на единицу массы (т.е. ускорения), а $\text{grad}P$ представляет собой краткую форму записи суммы дифференциалов: $\text{grad}P = \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial P}{\partial z}$.

В некоторых изданиях данные уравнения приводятся для жидкости, находящейся в абсолютном покое, когда силы инерции представлены одной единственной силой – силой тяжести. Сила тяжести действует только в вертикальном направлении и действует против выбранного направления оси z . В этом случае $X=0$, $Y=0$ и $Z=-g$, и тогда уравнения Эйлера принимают следующий вид:

$$\begin{cases} -\frac{\partial P}{\partial x} = 0; \\ -\frac{\partial P}{\partial y} = 0; \\ -\frac{\partial P}{\partial z} - \rho g = 0. \end{cases} \quad (2.6)$$

В соответствии с полученными уравнениями давление во всех направлениях в каждой точке горизонтальных уровней (плоскости xy) одинаково во всех направлениях и зависит только от положения точки по вертикали, т.е. зависит только от глубины погружения точки z . Другими словами, во всех точках поверхности раздела фаз (например жидкой и газообразной), давление постоянно, т.е. $P = \text{const}$. Обычно такие поверхности

раздела носят название **поверхности уровня**. Необходимо помнить, что данные положения справедливы только для абсолютного покоя.

2.2. Основной закон гидростатики (закон сохранения энергии в гидростатике)

Уравнение 2.5 может быть представлено в несколько другом виде. Умножим каждое уравнение в системе соответственно на dx , dy и dz , после чего сложим все три уравнения:

$$\left(-\frac{\partial P}{\partial x} + \rho X\right)dx - \left(-\frac{\partial P}{\partial y} + \rho Y\right)dy - \left(-\frac{\partial P}{\partial z} + \rho Z\right)dz = 0. \quad (2.7)$$

После раскрытия скобок и ряда несложных преобразований уравнение 2.7 может быть представлено так:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial x} dx + \frac{\partial P}{\partial y} dy + \frac{\partial P}{\partial z} dz\right) = \rho(Xdx + Ydy + Zdz). \quad (2.8)$$

Состоянию покоя соответствует стационарность процесса, которая определяется равенством: $\frac{\partial p}{\partial t} = 0$ и, следовательно, полученное уравнение можно представить в ином преобразованном виде. Левая часть полученного уравнения (2.8) представляет собой не что иное, как полную субстанциональную производную давления (или полный дифференциал давления) dP . Тогда уравнение принимает следующий вид:

$$dP = \rho(Xdx + Ydy + Zdz) \quad \text{или} \quad dP - \rho(Xdx + Ydy + Zdz) = 0 \quad (2.9)$$

Полученное уравнение (2.9) в гидравлике получило название основного уравнения гидростатики.

В теории гидравлики основной закон гидростатики иногда представляют в несколько другом варианте. Возьмем уравнение Эйлера в форме записи 2.6, т.е. когда массовые силы представлены только силой тяжести (абсолютный покой). Уравнение 2.6 в этом случае будет представлено только одним уравнением:

$$-\frac{\partial P}{\partial z} - \rho g = 0. \quad (2.10)$$

В этом уравнении знак частного дифференциала (∂) можно заменить на знак полного (d) и после ряда последовательных преобразований уравнение 2.10 приобретает следующий вид:

$$-\frac{dP}{dz} - \rho g = 0 \Rightarrow \frac{dP}{dz} + \rho g = 0 \Rightarrow dP + \rho g dz = 0 \Rightarrow d\left(\frac{P}{\rho g} + z\right) = 0$$

или в окончательном виде:

$$\frac{P}{\rho g} + z = \text{const}. \quad (2.11)$$

В таком виде основной закон гидростатики представляет собой частный случай выражения основного **закона сохранения энергии (сумма потенциальной и кинетической энергии постоянная)**: т.к. жидкость неподвижна, то ее кинетическая энергия равна нулю и, следовательно,

потенциальная энергия жидкости в каждой точке неподвижного объема является величиной постоянной и ее значение определяется только положением точки по вертикали. Первый член уравнения 2.11 определяет потенциальную энергию гидростатического давления в каждой точке объема жидкости, а второй член – потенциальную энергию положения данной точки. Необходимо помнить, что в данной интерпретации величина энергии представляется ее удельным значением, отнесенной к единице силы тяжести и выражается в системе СИ в «м» столба жидкости.

2.3. Уравнение поверхности уровня.

При абсолютном или относительном покое во всех точках поверхности раздела капельной жидкости и внешней газообразной среды давление постоянно, т.е. $P = \text{const}$. Очевидно, что внутри объёма жидкости существует бесконечное множество поверхностей, которые находятся под постоянным гидростатическим давлением. Такие поверхности носят название, как было указано ранее, поверхности уровня. Так как для всех поверхностей уровня $dP = 0$ (следовательно $P = \text{const}$), то эти поверхности могут быть описаны одним общим уравнением. Полагая в основном уравнении гидростатики (ур. 2.9) $dP = 0$, получим (т.к. $\rho \neq 0$) следующее выражение, получившее название уравнение поверхности

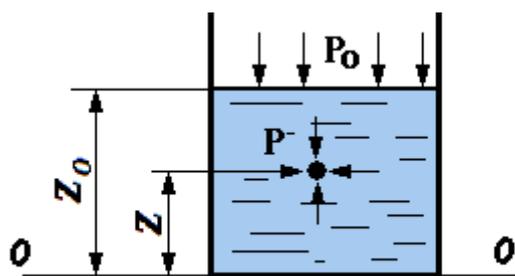


Рис.2.2. К выводу закона Паскаля

уровня: $dP = 0$ (следовательно $P = \text{const}$), то эти поверхности могут быть описаны одним общим уравнением. Полагая в основном уравнении гидростатики (ур. 2.9) $dP = 0$, получим (т.к. $\rho \neq 0$) следующее выражение, получившее название уравнение поверхности

уровня:

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0, \quad (2.12)$$

Совершенно справедливо можно утверждать, что вышперечисленные рассуждения можно применить и для смесей несмешивающихся между собой жидкостей, но отличающихся плотностями. Однако в таких случаях необходимо вводить некоторые ограничения, касающихся относительного содержания таких жидкостей в подобных смесях.

2.4. Гидростатическое давление в точке. Закон Паскаля и геометрическая форма поверхности уровня жидкости

Пусть некоторая жидкость плотностью ρ заключена в неподвижный сосуд и находится в покое (состояние абсолютного покоя). Составим баланс сил давления в соответствии с основным законом гидростатики (ур.2.11) для двух точек: одна точка расположена на поверхности уровня жидкости, а вторая - на некоторой глубине в произвольной точки P (рис.2.2). Для координирования этих двух точек в пространстве выберем плоскость сравнения $0-0$, которая в данном случае совпадает с дном сосуда, хотя

может быть выбрана совершенно случайным образом и может находиться вне сосуда. Как правило, она совпадает с линией горизонта и часто называется нивелирной плоскостью, а соответствующая линия – нивелирной линией. Баланс сил для выбранной точки P будет выглядеть следующим образом:

$$\frac{P_0}{\rho g} + Z_0 = \frac{P}{\rho g} + Z \quad \text{или} \quad P = P_0 + \rho g(Z_0 - Z). \quad (2.13)$$

Полученное уравнение в гидростатике получило название закона Паскаля. Разность уровней $Z_0 - Z = h$ определяет глубину погружения точки. По данному уравнению определяется полное, или абсолютное гидростатическое, давление в любой точке, расположенной под свободной поверхностью уровня на глубине h . При этом, P_0 – это давление над свободной поверхностью уровня, а $\rho g(Z_0 - Z) = \rho gh = P_{\text{изб}}$ - определяет избыточное гидростатическое давление на глубине h .

При сравнении давления с атмосферным, принимаемым равным 101,337 кПа, на практике используют и другие определения давления:

- **избыточное** или **манометрическое** давление – определяется как разность между абсолютным и атмосферным давлением ($P_{\text{абс}} > P_{\text{атм}}$):

$$P_{\text{изб}} = P_{\text{абс}} - P_{\text{атм}} \quad (\text{это давление, фиксируемое манометрами});$$

- **вакуумметрическое** давление – определяется как разность между атмосферным и абсолютным давлением ($P_{\text{абс}} < P_{\text{атм}}$):

$$P_{\text{вак}} = P_{\text{атм}} - P_{\text{абс}};$$

Необходимо отметить, что величина ρgh физически выражает вес призматического столба жидкости высотой h и с площадью основания 1 м^2 . С этой точки зрения, полное гидростатическое давление в любой точке объёма покоящейся жидкости, определяемое уравнением 2.13, определяется как сумма давления на свободную поверхность уровня P_0 и веса призматического столба жидкости плотностью ρ , высотой h и площадью основанием 1 м^2 . Для всех точек объёма жидкости, расположенных на одной глубине h , величина $\rho gh = \text{const}$ и зависит только от плотности жидкости. **Это давление на глубине h изменяется соответственно изменению внешнего давления P_0 (собственно это и составляет закон Паскаля).**

Уравнение 2.13 может быть получено, используя основной закон гидростатики в форме записи уравнения 2.9. Кроме того, что данное уравнение описывает распределение давления в объёме жидкости, находящейся в относительном покое, используя это уравнение можно получить математическое описание геометрической формы поверхности уровня.

Свободная поверхность уровня жидкости, вследствие её текучести, в условиях различного покоя приобретает различную геометрическую форму. Например, в условиях абсолютного покоя (сосуд неподвижный) действует только сила тяжести и, следовательно, $X=0$, $Y=0$ и $Z=-g$. Тогда в соответствии с уравнением 2.9 последовательно получаем:

$$dP - \rho(Xdx + Ydy + Zdz) = 0 \Rightarrow dP + \rho g dz = 0, \quad (2.14)$$

Интегрируя последнее уравнение в пределах от P_0 до P и, соответственно, от z_0 до z , получаем то же уравнение 2.13:

$$P = P_0 + \rho g(Z_0 - Z).$$

В пределах любой точки поверхности уровня $dP=0$, следовательно, в соответствии с уравнением 2.14 $\rho g dz = 0$. Так как $\rho g \neq 0$, то $dz=0$. Отсюда получаем следующее простейшее уравнение:

$$z = const. \quad (2.15)$$

Полученное последнее уравнение (2.15) является математическим описанием геометрической формы поверхности уровня жидкости, находящейся в абсолютном покое (в неподвижных сосудах): поверхность является горизонтальной поверхностью.

В заключении следует отметить, что основной закон гидростатики (ур.2.11) и закон Паскаля (ур.2.13) на практике используют для расчёта сил давления на дно и стенки сосудов, расчёта гидростатических машин, гидрозатворов, для разработки устройств и приборов для измерения уровней жидкости, давления и т.д.

Комментарии. Все вышеприведенные закономерности, строго говоря, справедливы только для идеальной жидкости, для которой характерно полное отсутствие сил межмолекулярного взаимодействия и, как следствие, в них не могут проявляться такие силы, как силы сжатия, растяжения, адгезии, поверхностного натяжения и другие. Например, благодаря силам сцепления частиц между собой и силам адгезии капля жидкости может оставаться в равновесии на наклонной плоскости, тогда как по уравнению 2.9 такое в принципе невозможно. Далее, свободная поверхность жидкости, находящаяся в трубках малого диаметра порядка $(10^{-3} \div 10^{-7})$ м (трубки такого размера именуются капиллярами и могут иметь различную конфигурацию), вследствие **явления смачиваемости искривляются, образуя вогнутый или выпуклый мениск в зависимости от угла смачивания**. Существование избытка свободной энергии у искривлённой поверхности приводит к так называемым **капиллярным явлениям**. В частности, развивается т.н. капиллярное давление (точнее разность давлений в граничащих между собой жидкой и газовой фазах), величина которых может достигать от единиц до нескольких десятков атмосфер. В таких условиях вышеописанные законы гидростатики не работают и на практике они не применимы. Подобные явления, вследствие своей специфики, рассматриваются и изучаются при описании гидростатики и гидродинамики жидких сред в пористых средах, например, в грунтах (законы Юнга, Лапласа, Жюрена и др.). В процессах же химических технологий обычно имеют дело с

большими размерами сосудов, следовательно, и с большими объёмами жидкостей, когда действием упомянутых выше сил можно пренебречь. По этой причине основные законы гидростатики, описывающие поведение идеальных жидкостей, с максимальной достаточной степенью точности применимы и для реальных жидкостей.

2.5. Прикладные задачи гидростатики

Главными вопросами прикладных задач теории гидростатики является разработка практических методов расчёта распределения сил в объёмах покоящейся жидкости. Это в конечном итоге позволяет:

1. Разрабатывать методы конструктивно- механических расчётов различных ёмкостей, резервуаров и сосудов для хранения и транспортировки жидкостей и газов.
2. На основе полученных закономерностей разрабатывать методы и конструкции средств измерения давления и уровней в объёме жидкостей.
3. Разрабатывать конструкции гидравлических машин и механизмов для передачи усилий.

2.5.1. Сила давления на дно и стенки сосуда

Рассмотрим действие сил давления покоящейся жидкости на дно и стенки сосуда с наклонными стенками, как наиболее общий случай. Полное гидростатическое давление жидкости в точке М на наклонной плоской стенке (рис.2.1, а) может быть определено по закону Паскаля:

$$P = P_0 + \rho g(Z_0 - Z) = P_0 + \rho g l \sin \alpha$$

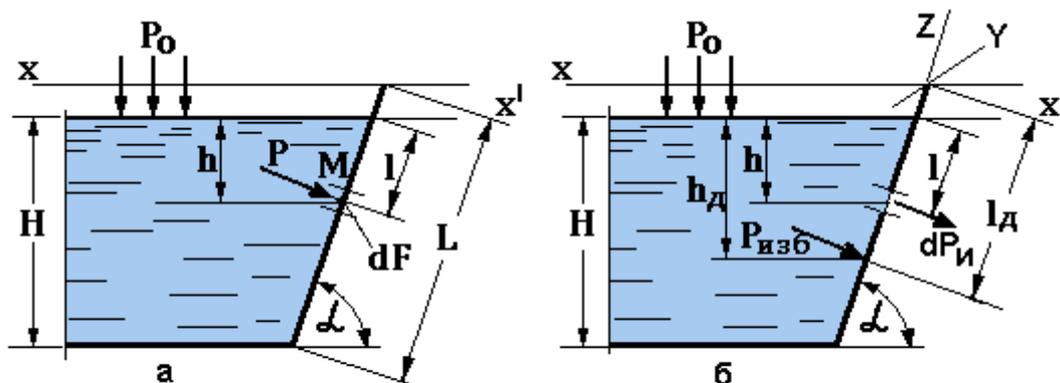


Рис.2.3. К определению силы гидростатического давления на стенки сосуда.

В соответствии с этим, сила полного гидростатического давления dF на элементарную площадку dS будет равна:

$$dF = PdS = (P_0 + \rho gh)dS = (P_0 + \rho gl \sin \alpha)dS \quad (2.16)$$

Из этого следует, что сила давления F будет равна:

$$F = P_0S + \rho g \int hdS = P_0S + \rho g \sin \alpha \int ldS. \quad (2.17)$$

В полученных уравнениях интегралы $\int h dS$ и $\sin \alpha \int l dS$ выражают статический момент площади стенки S относительно оси, лежащей в плоскости свободной поверхности уровня x . Этот момент равен произведению площади S на расстояние её центра тяжести до той же плоскости ($h_{ц}$ или $l_{ц} \sin \alpha$), поэтому:

$$F = (P_0 + \rho g h_{ц})S = (P_0 + \rho g l_{ц} \sin \alpha)S. \quad (2.18)$$

Полученное уравнение показывает, что **сила полного гидростатического давления на плоскую стенку равна гидростатическому давлению в центре тяжести этой стенки, умноженному на её площадь.**

Сила же избыточного давления $F_{и}$ на рассматриваемую стенку будет равна:

$$F_{и} = \rho g h_{ц} S = \rho g l_{ц} \sin \alpha S. \quad (2.19)$$

Следует заметить, что полученное уравнение справедливо только в том случае, если давление над свободной поверхностью уровня жидкости в резервуаре P_0 равно давлению окружающей среды, т.е. барометрическому B . В соответствии с полученным выражением, сила избыточного давления равна весу столба жидкости с основанием, равным площади стенки, и высотой, равной глубине погружения центра тяжести стенки.

Полученные выражения справедливы и для вертикальной стенки ($\alpha = 90^\circ$, $h_{ц} = l_{ц}$) и для горизонтальной. При этом следует иметь в виду, что в случае горизонтальной стенки величина $h_{ц}$ равна высоте столба жидкости, опирающегося на горизонтальную стенку, например дно сосуда.

Точка приложения сил давления ($F_{и}$ и F) на стенку называется **центром давления**. Координата этой точки ($h_{ц}$ или $l_{ц} \sin \alpha S$, см. рис.2.1,б) находится при помощи теоремы Вариньона: **момент равнодействующей силы равен сумме моментов составляющих сил относительно одной и той же оси.** Если принять за ось линию пересечения плоской стенки со свободной поверхностью уровня жидкости ($x - x$ на рис.2.1,б), то получим:

$F_{и} l_{д} = \int l dF_{и}$. Однако с учётом того, что:

$$F_{и} l_{д} = \rho g h_{ц} S l_{д} = \rho g S l_{д} l_{ц} \sin \alpha \text{ и } dF_{и} = \rho g h dS = \rho g l \sin \alpha dS. \quad (2.20)$$

Тогда, в конечном итоге, получим следующее равенство:

$$\rho g S l_{д} l_{ц} \sin \alpha = \rho g \sin \alpha \int l^2 dS = \rho g I_x \sin \alpha, \quad (2.21)$$

здесь I_x - момент инерции смоченной площади стенки сосуда относительно оси $x - x$.

Согласно положениям теоретической механики, момент инерции в свою очередь может быть определён по следующему уравнению:

$I_x = I_{ц} + S l_{ц}^2$, где $I_{ц}$ - момент инерции смоченной площади стенки относительно оси, проходящей через её центр тяжести и параллельной оси x

– х. Если подставить значение I_x в уравнение (2.21), то получим выражение для нахождения координаты точки центра давления:

$$l_d = l_c + I_c/l_c S. \quad (2.22)$$

Таким образом, можно сделать вывод о том, что центр давления плоской стенки располагается глубже её центра тяжести на величину $I_c/l_c S$. Так например, для вертикальной плоской стенки центр давления располагается ниже поверхности уровня на расстоянии, равном $2/3 H_{ур}$ –высоты уровня жидкости.

Полученные выше уравнения являются основой для осуществления конструктивно-механических расчётов ёмкостей для хранения жидкостей.

2.5.2. Гидростатические машины

Одной из наиболее распространённых конструкций гидростатических машин является гидравлический пресс, который на практике применяется для прессования и брикетирования различных порошкообразных материалов

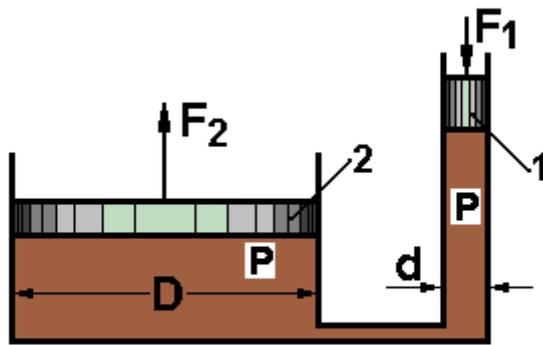


Рис.2.4. Схема гидравлического пресса

в различных отраслях промышленности, для подъёма грузов при помощи гидроподъёмников и т.д. В обоснование принципа работы и конструирования гидравлического пресса положены уравнение равновесия Эйлера и закон Паскаля.

На рис.2.4. приведена схема конструкции простейшего гидравлического пресса.

Гидравлический пресс состоит из двух различных по размеру цилиндров d и D , при чём $d \ll D$, соединённых между собой гидравлическим трубопроводом. В цилиндрах установлены поршни 1 и 2. Рабочие объёмы цилиндров заполнены специальной гидравлической жидкостью, как правило, гидравлическим маслом. Если к меньшему поршню 1 приложить внешнюю силу F_1 , то в объёме гидравлической жидкости под поршнем возникает давление P . В соответствии с уравнением Эйлера, давление в объёме жидкости распространяется равномерно и одинаково по всем направлениям. В результате передачи давления под поршнем 2 будет развиваться точно такое же давление P . По закону Паскаля, если пренебречь разностью уровней поршней ($Z_0 \approx Z$), то величина сил давления на поршни F_1 и F_2 будут связаны между собой следующим образом:

$$P = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_1 4}{\pi d^2} = \frac{F_2}{S_2} = \frac{F_2 4}{\pi D^2}. \quad (2.23)$$

Из полученного выражения можно определить силу давления, который развивает поршень большего размера:

$$F_2 = F_1 D^2 / d^2. \quad (2.24)$$

Таким образом, гидравлический пресс при помощи поршня 2 передаёт силу давления F_2 , во столько раз превышающую силу F_1 , во сколько раз поперечное сечение большего поршня 2 превышает сечение поршня 1. Это выражение можно перефразировать: гидравлический пресс повышает силу давления пропорционально квадрату отношений диаметров поршней.

2.5.3. Устройства и приборы для измерения давления и уровня жидкостей в резервуарах

- **Пьезометр** (или пьезометрическая трубка). Это устройство является самым простым из всех известных устройств. Пьезометр представляет собой, как правило, открытую цилиндрическую стеклянную трубку, устанавливаемую вертикально, одним концом, которая соединена с сосудом, а другим – с атмосферой. Чтобы избежать влияния капиллярного давления, диаметр таких пьезометрических трубок составляет в пределах 8-10 мм. На рис.2.5. представлены варианты установки и измерения давления при помощи пьезометров.

Вариант «а» : давление в сосуде P_1 выше атмосферного P_2 , т.е. $P_1 > P_2$: жидкость в сосуде находится под давлением. Относительно нивелирной линии 0-0 состояние равновесия можно выразить при помощи основного закона гидростатики:

$$P_1 + \rho g Z_1 = P_2 + \rho g Z_2.$$

В соответствии с этим уравнением, давление в сосуде P_1 можно будет определить по разнице уровней жидкости в пьезометрической трубке и сосуде:

$$P_1 = P_2 + \rho g (Z_2 - Z_1).$$

Необходимо отметить, что при помощи пьезометрической трубки измеряется разность давлений, т.е. избыточное давление.

Вариант «б» : давление в сосуде P_1 ниже атмосферного P_2 , т.е. $P_1 < P_2$: жидкость в сосуде находится под вакуумом. Относительно нивелирной линии 0-0 состояние равновесия выразится совершенно аналогичным образом.

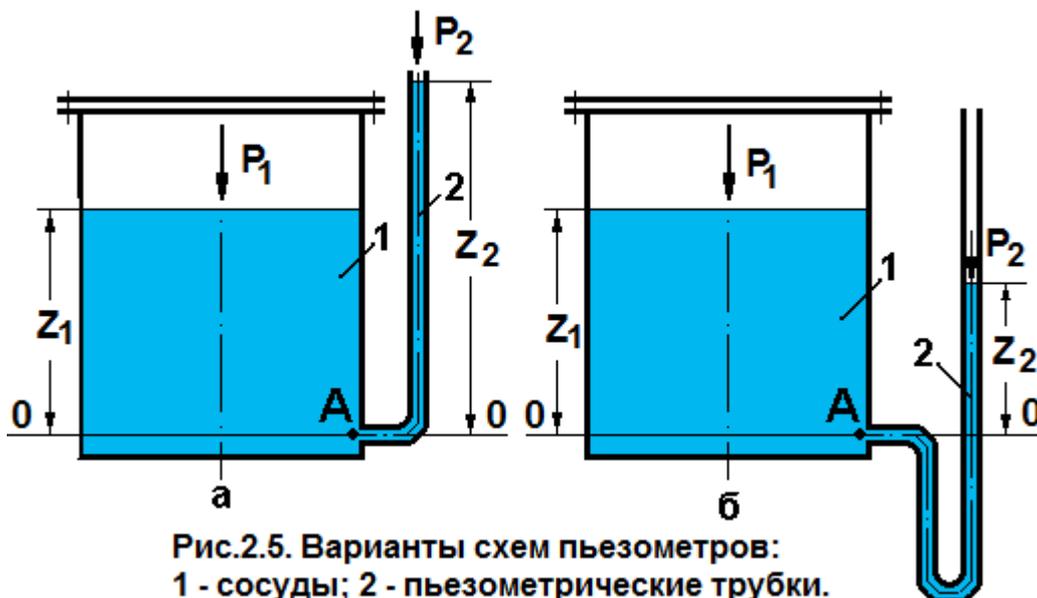


Рис.2.5. Варианты схем пьезометров:
1 - сосуды; 2 - пьезометрические трубки.

В результате получается точно такое же выражение, с одной лишь разницей, что $Z_2 < Z_1$:

$$P_1 = P_2 + \rho g(Z_2 - Z_1).$$

Следовательно, согласно полученному уравнению, $P_1 < P_2$.

В приведённых выше примерах, речь идёт безусловно только о принципах использования основных законов гидростатики для решения поставленных задач. Эти принципы в своё время послужили основой методов разработки средств измерения.

- **Измерители уровня жидкостей в сосудах и резервуарах.**

- **пьезометрический уровнемер:**

На рис.2.6. приведена схема измерения уровня жидкости в ёмкости при помощи пьезометрического уровнемера.

В отличие от рассмотренных выше вариантов, в данном случае открытый конец трубки пьезометра соединён с пространством над уровнем жидкости в сосуде. В этом случае уровни жидкостей в сосуде и трубке совпадают ($Z_2 = Z_1 = Z$) и по данному уровню определяется количество жидкости.

- **пневматический уровнемер:**

На рис.2.7. приведена схема пневматического измерения уровня жидкостей в резервуарах.

В резервуар 1 опускают трубку 2 практически вплотную к днищу, по которой осуществляют

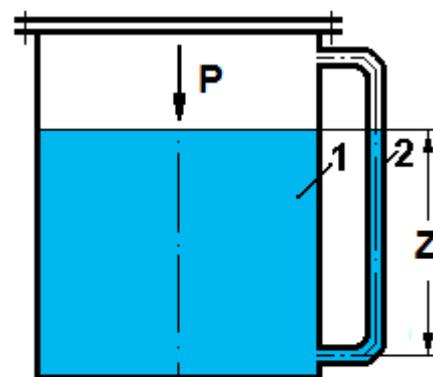


Рис.2.6. Схема пьезометрического уровнемера.

подачу воздуха или другого какого-либо газа. На выходе трубки из резервуара место их соединения, как правило, герметизируется. Обычно для этого используется фланцевое соединение, как это изображено на данном рисунке. Давление воздуха или газа P_2 в подводящей трубке регистрируется при помощи установленного на трубке манометра. При подаче газа в резервуар его давление будет повышаться до тех пор,

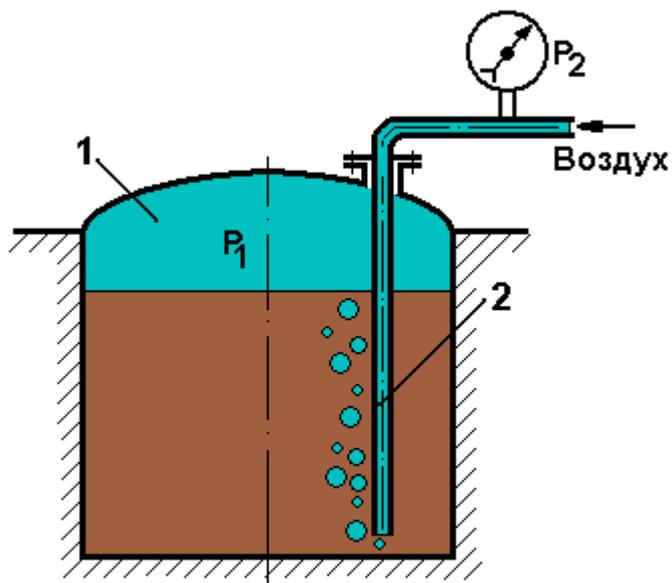


Рис.2.7. Пневматический измеритель уровня жидкости.

пока оно не достигнет давления, соответствующего давлению столба жидкости в резервуаре. При осуществлении дальнейшей подачи, рост давления газа, которое регистрирует манометр, прекратится, т.к. в этот момент достигается состояние гидромеханического равновесия:

$$P_1 + \rho gh = P_2.$$

Из полученного выражения достаточно легко вычисляется уровень жидкости: $h = (P_2 - P_1) / (\rho g)$.

Зная уровень жидкости в резервуаре и его площадь, определяется объём жидкости и её масса. Очевидно, что в случае сложной конфигурации резервуара, что может предполагать различные сечения по высоте, для расчета объёма жидкости необходимо знать точные его геометрические характеристики.

- **Манометры и вакуумметры.**

Классификация приборов. Прежде всего, необходимо отметить, что все манометры и вакуумметры подразделяются на две большие группы. Первая группа - это приборы и устройства, непосредственно измеряющие давление, принцип действия которых основан на использовании законов гидростатики. Вторая группа – это приборы косвенного измерения, основанные на использовании свойств некоторых тел изменять свои физические характеристики (напр. электрической проводимости) под воздействием давления. Кроме того, все приборы и устройства для измерения давления и вакуума подразделяются на определённые группы по другим различным признакам: по назначению, по принципу действия, по области применения и т.д. На рис.2.8 представлена наиболее общая классификационная схема приборов для измерения давления, в которой представлены не только группы

приборов, отличающиеся по конструкции и принципу действия, но и области давлений их использования.

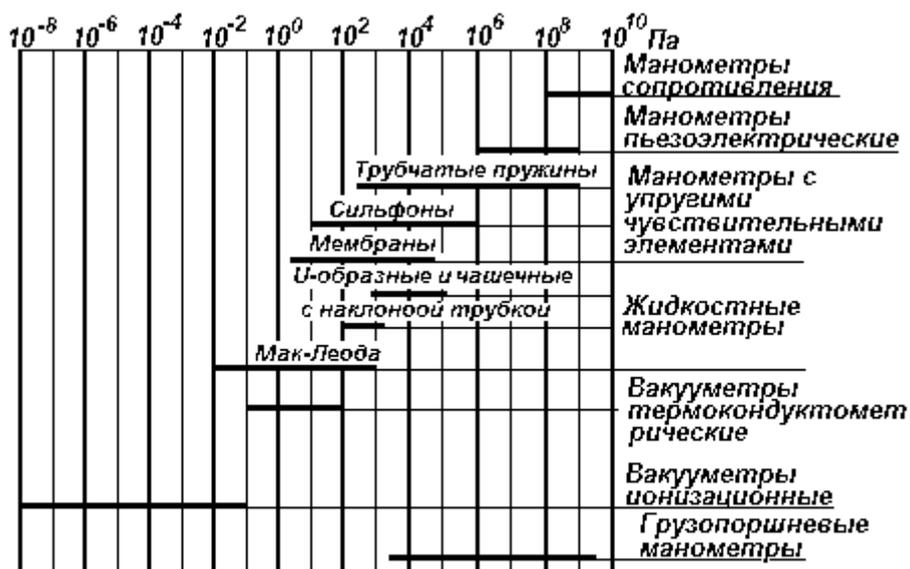


Рис. 2.8. Области применения средств измерения давления и вакуума.

В основе любого измерителя давления или вакуума используется принцип измерения разности давлений при помощи пьезометров. На рис.2.9. приведена схема, изображающая принцип устройства и работы U-образного дифференциального манометра. С помощью такого устройства достаточно несложно осуществить измерение разности давлений в двух различных точках одного аппарата или разность давлений между различными аппаратами. В этом плане область применения дифференциальных манометров на практике практически не имеет границ.

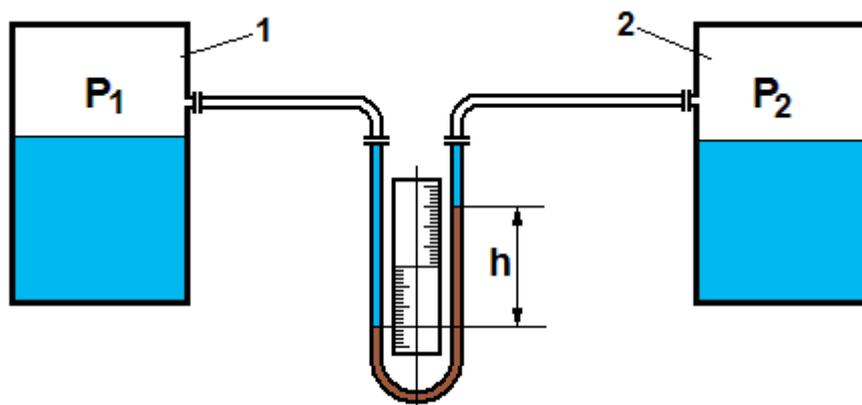


Рис.2.9. Принципиальное устройство U - образного дифференциального манометра

U-образный дифференциальный манометр представляет собой изогнутую пьезометрическую стеклянную трубку. Как правило, трубка заполняется специальной тяжёлой манометрической жидкостью, иногда ртутью. Оба конца трубки присоединяются к различным двум точкам, или к двум

аппаратам (1 и 2), в которых предположительно разные давления P_1 и P_2 , причём $P_1 > P_2$. За счёт разности в сосудах в трубках пьезометра установятся разные уровни манометрической жидкости. Давление столба манометрической жидкости ρgh уравновешивается разностью давлений $\Delta P = P_1 - P_2$, т.е. $\Delta P = P_1 - P_2 = \rho gh$.

Классификация приборов по принципу действия:

1. Жидкостные.
2. Пружинные.
3. Электрические.

Жидкостные приборы. На приведённых ниже рисунках (рис.2.11 и 2.12) показаны устройства и принцип действия таких приборов. Жидкостные приборы непосредственно измеряют давление жидких и газообразных сред. В этих манометрах используются специальные манометрические жидкости с известной плотностью (дистиллированная вода, ртуть и т.д.). Во всех случаях с помощью приборов измеряется разность давлений. В жидкостных манометрах давление измеряемой среды определяется на основе закона Паскаля и измеряется в метрах столба жидкости.

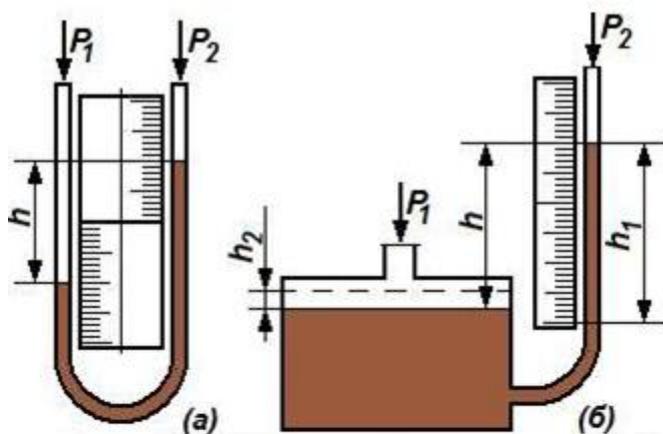


Рис.2.11.Схемы U-образного (а) и чашечного (б) манометров.

1. U-образных манометрах (рис.2.11а):

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \rho gh .$$

2. В чашечных манометрах (рис.2.11б) отсчёт уровней ведётся только в минусовом сосуде:

$$P_1 - P_2 = h_1(1 + f/F)\rho g .$$

3. В микроманометрах для измерения малых давлений (рис.2.12):

$$P_1 - P_2 = h_1 \left(1 + \frac{f}{F} \right) \rho g$$

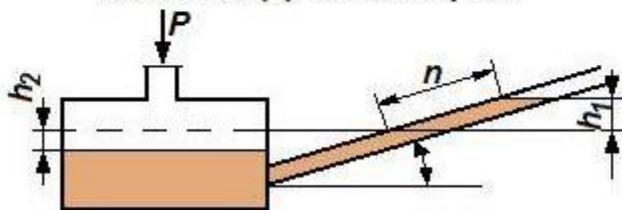


Рис. 2.12. Схема микроманометра с наклонной трубкой.

Приборы с упругими элементами. Принцип действия таких приборов основан на измерении деформации или изгибающего момента упругих чувствительных элементов. Диапазон измеряемых давлений очень широк и составляет от 10 до 10^9 Па.

Наибольшее применение получили пружинные манометры, в которых в качестве упругого элемента используется плоская трубчатая пружина Бурдона. Такие же приборы используются и для измерения вакуума. Разработаны конструкции приборов для измерения избыточного давления и вакуума – мановакууметры.

Манометры, вакуумметры и мановакууметры выпускаются различных разновидностей: одно- и двухстрелочные, в круглом или квадратном корпусе, с дистанционной передачей сигнала и без таковой, с автоматической записью и без записи, и т.д.

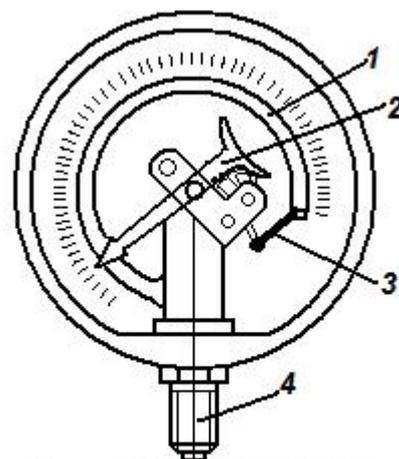


Рис.2.13.Схема манометра с пружиной Бурдона:
1- пружина; 2-стрелка;
3- цепь; 4-штуцер.

ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ

Предметом изучения гидродинамики является движущаяся жидкость. Как было указано ранее, все без исключения физические и химические процессы, которые составляют основу промышленных технологических процессов, происходят в динамических условиях, в условиях движения текучих сред. При движении жидкостей под воздействием внешних сил в потоках прежде всего формируются поля скоростей микро- и макрочастиц, которые определяют формирование температурных и полей концентраций веществ, что в конечном итоге обуславливает скорость протекания процессов.

На движущуюся жидкость, кроме сил, которые действовали на покоящуюся жидкость (поверхностные силы гидростатического давления и массовые силы: силы тяжести и внешние силы инерции), действуют дополнительные силы инерции и силы трения. В отличие от гидростатического давления, величина которого не зависит от ориентации поверхности, на которое оно действует, возникающее при движении гидродинамическое давление благодаря развитию напряжениям сдвига (касательным силам), различно в направлении осей X , Y и Z . Наличие сил внутреннего трения между движущимися частицами жидкости (в соответствии с законом внутреннего трения Ньютона) является первопричиной различия скоростей движения в различных точках по поперечному сечению канала. Характер этого различия, который обуславливается характером связи между давлением и скоростью движения частиц в любой точке потока. Это и является основной задачей теории гидродинамики.

В целом, при решении поставленной задачи, в гидродинамике выделяются:

1. Внутренняя задача гидродинамики - основной задачей является изучение закономерностей течения жидкостей во внутри замкнутых каналах.
2. Внешняя задача гидродинамики - основной задачей является изучение закономерностей внешнего обтекания жидкостью тел различной конфигурации.
3. Смешанная задача – течение жидкостей рассматривается одновременно с точки зрения как внутренней, так и внешней задач. Примером может служить течение жидкости через зернистый слой твёрдых материалов.

3.1. Дифференциальное уравнение неразрывности потока

Формулировка задачи: Установление взаимосвязи между скоростью течения, плотностью жидкости и временем протекания процесса.

Выделим в потоке движущейся жидкости элементарный объем и поместим его в декартовую систему координат (помним, что элементарный объем неподвижен). Обозначим грани элементарного объема в направлении соответствующих осей координат dx , dy , dz (рис.3.1). Запишем количество вещества, входящее в этот элементарный объем в направлении соответствующих осей координат:

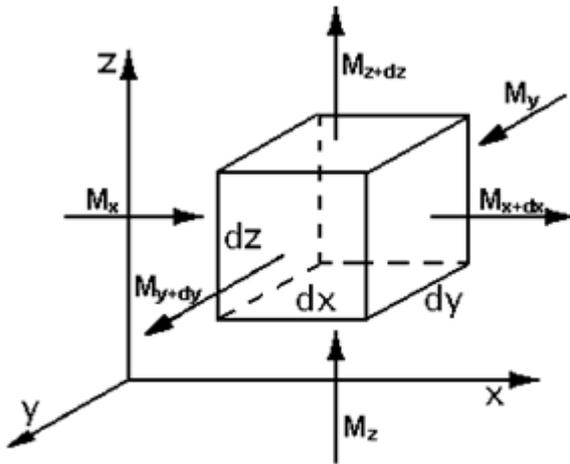


Рис.3.1. К выводу дифференциального уравнения неразрывности потока .

$$\begin{aligned} M_x &= \rho w_x dy dz dt; \\ M_y &= \rho w_y dx dz dt; \\ M_z &= \rho w_z dx dy dt. \end{aligned} \quad (A1)$$

В самом общем случае при течении жидкости через элементарный объем под воздействием внешних параметров изменяется как ее плотность ρ на величину $\Delta \rho$, так и скорость ее движения w на величину Δw .

Количество вещества, выходящее через противоположные грани элементарного объема будет изменяться за счет изменения ρ и w . На выходе из элементарного объема в направлении оси X будем иметь:

$$\left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx\right) \text{ и } \left(w_x + \frac{\partial w_x}{\partial x} dx\right).$$

Тогда количество вещества, выходящее из этого элементарного объема, будет равно:

$$\begin{aligned} M_{x+dx} &= \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx\right) \left(w_x + \frac{\partial w_x}{\partial x} dx\right) dy dz dt; \\ M_{y+dy} &= \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial y} dy\right) \left(w_y + \frac{\partial w_y}{\partial y} dy\right) dx dz dt; \\ M_{z+dz} &= \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial z} dz\right) \left(w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz\right) dx dy dt. \end{aligned} \quad (A2)$$

Полученные выражения можно существенно упростить. Возьмем первое из уравнений и после раскрытия скобок получим:

$$M_{x+dx} = \left(\rho dz dy + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx dz dy + \rho \frac{\partial w_x}{\partial x} dx dy dz + \frac{\partial \rho}{\partial x} \frac{\partial w_x}{\partial x} dx^2 dz dy\right) dt.$$

В данном выражении в правой части четвертым членом можно пренебречь, т.к. он представляет собой величину второго порядка малости. А сумму

второго и третьего членов можно преобразовать: эта сумма представляет собой дифференциал произведения двух величин, а именно $\partial(\rho w_x)$. Тогда количество выходящего вещества из элементарного объема в направлении всех трёх осей можно представить следующим образом:

$$\begin{aligned} M_{x+dx} &= \left(\rho w_x dz dy + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} dx dy dz \right) d\tau; \\ M_{y+dy} &= \left(\rho w_y dx dz + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} dx dy dz \right) d\tau; \\ M_{z+dz} &= \left(\rho w_z dx dy + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} dx dy dz \right) d\tau. \end{aligned} \quad (A3)$$

Накопление массы вещества в этом элементарном объеме определяется как разность между количеством входящей и выходящей масс:

$$\begin{aligned} dM_x &= M_x - M_{x+dx}; \\ dM_y &= M_y - M_{y+dy}; \end{aligned} \quad (A4)$$

$$dM_z = M_z - M_{z+dz}.$$

После подстановки уравнений (A1) и (A3) в (A4) и соответствующих преобразований получим следующее:

$$\begin{aligned} dM_x &= -\frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} dV d\tau; \\ dM_y &= -\frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} dV d\tau; \\ dM_z &= -\frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} dV d\tau. \end{aligned} \quad (A5)$$

Общее накопление массы выразится суммой накоплений:

$$dM = dM_x + dM_y + dM_z = -\left[\frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} \right] dV d\tau. \quad (A6)$$

С другой стороны, общее накопление массы возможно только за счет изменения плотности в течение времени протекания процесса $d\tau$:

$$dM = \frac{\partial \rho}{\partial \tau} dV d\tau. \quad (A7)$$

Приравнявая уравнения (A6) и (A7), окончательно получаем:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0. \quad (3.1)$$

Полученное уравнение (3.1) в гидродинамике получило название **дифференциального уравнения неразрывности (или сплошности) потока**.

Данное уравнение для многих практических задач гидравлики можно существенно упростить. Например, в случае стационарных потоков, для которых $\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = 0$, полученное уравнение приобретает следующий вид:

$$\frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0. \quad (3.2)$$

При использовании же данного уравнения для описания движения капельных жидкостей, которые практически несжимаемы и плотность для которых можно считать постоянной величиной, т.е. $\rho = const$, уравнение неразрывности ещё более упрощается:

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0, \text{ или } \operatorname{div} \bar{w} = 0. \quad (3.3)$$

Для упругих жидкостей, которые в общем случае сжимаются и для которых плотность не является постоянной величиной, т.е. $\rho \neq const$, необходимо пользоваться уравнениями 3.1 или 3.2. Однако, как показывают практические данные, если скорость течения много меньше скорости звука ($w < w_{зв} = 330$ м/с, т.е. когда число *Маха* $Ma = w/w_{зв} \ll 1$), что встречается в подавляющем большинстве случаев на практике технологических процессов, то с достаточной для практики точностью их тоже можно считать несжимаемыми. Тогда для описания их течения можно пользоваться уравнением 3.3.

Для одномерного стационарного потока сжимаемой жидкости (например, для условий, когда $w_y = 0$, $w_z = 0$ и $w_x \neq 0$), уравнение неразрывности после некоторых последовательных преобразований так же существенно упрощается и приобретает следующий вид:

$$\frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} = 0 \quad \Rightarrow \text{или } d(\rho w) = 0, \quad (3.4)$$

(с целью упрощения знак частной производной "∂" допускается поменять на полный дифференциал d, а так же подстрочный индекс "x" можно отбросить, т.к. других направлений просто не существует). Поскольку для данной линейной координаты потока «x» (например, для определенного участка длины трубы) площадь его сечения (S) является постоянной величиной, то значение площади можно ввести под знак дифференциала. Тогда уравнение неразрывности потока превращается в уравнение массового расхода - как выражение общего закона сохранения массы:

$$d(\rho w) = 0 \Rightarrow d(\rho w S) = 0 \text{ и } \rho w S = M = const, \quad (3.5)$$

и для несжимаемой жидкости ($\rho = const$) уравнение массового расхода преобразуется в уравнение объемного расхода :

$$V = w S = const. \quad (3.6)$$

Обычно в литературе уравнения расхода приводятся для любого i-го сечения в следующих формах записи:

$$\rho_i w_i S_i = const \text{ и } w_i S_i = const. \quad (3.7)$$

Практическое применение уравнения неразрывности:

1. **Определение средней скорости потока в любом сечении.**
2. **Определение геометрических сечений потока.**

3. *Расчёт объёмного расхода (объёмной производительности).*

4. *Расчёт массового расхода (массовой производительности).*

3.2. Дифференциальные уравнения движения жидкости Навье-Стокса и Эйлера

Формулировка задачи: Установление математического описания поля скоростей при течении жидкости: $w = f(x, y, z, \tau)$.

Решение поставленной задачи можно выполнить в различных вариантах: используя метод Эйлера или Лагранжа, используя в основе балансовые уравнения количества движения или импульса и т.д. В литературе приводится множество уравнений, представляющих собой основное уравнение движения ньютоновской жидкости. Часто при изучении данного вопроса возникают вполне определённые вопросы, связанные с различными формами записи основного уравнения гидродинамики. Именно в этой связи,

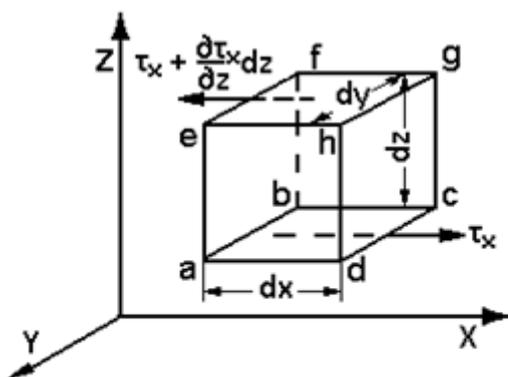


Рис.3.2. К выводу дифференциального уравнения движения жидкости Навье-Стокса

учитывая особую важность данного вопроса для практики решения многих задач, представляется целесообразным рассмотреть несколько вариантов решения поставленной задачи.

В классическом варианте течение жидкости обычно рассматривается в декартовой прямоугольной системе координат. Декартова система координат

может быть жестко связана с Землей, а может находиться в равномерном или равноускоренном движении относительно Земли. Очевидно, что наиболее общим случаем является течение жидкости в относительной системе координат, когда на движущуюся жидкость действуют все вышеперечисленные силы. В жесткой системе координат силы инерции отсутствуют, и массовые силы представлены только силой тяжести.

Для составления баланса действующих сил, выделим в потоке сплошной жидкости элементарный объем и поместим его в систему координат (рис.3.2) Действие сил давления и массовых сил было рассмотрено ранее в разделе, посвященном гидростатике жидкости. Баланс действующих сил на жидкость, находящуюся в покое, описывается системой дифференциальных уравнений равновесия Эйлера:

$$\begin{cases} -\frac{\partial P}{\partial x} dx dz dy + \rho dV \cdot X = 0 \\ -\frac{\partial P}{\partial y} dy dz dx + \rho dV \cdot Y = 0 \\ -\frac{\partial P}{\partial z} dz dx dy + \rho dV \cdot Z = 0. \end{cases} \quad (B1)$$

При течении жидкости дополнительно к этим силам возникают силы трения N и силы инерции I . Напомним, что силы трения обуславливаются вязкостью жидкости, а силы инерции – внешними силами за счет соответствующих ускорений.

Рассмотрим действие сил трения N , возникающих на противоположных гранях элементарного объема. Общее количество граней прямоугольного параллелепипеда равно шести, а именно: грань $abcd$ и противоположная ей грань $efgh$; грань $aehd$ и противоположная ей грань $bfgc$; грань $aefb$ и противоположная ей грань $dhgc$ (см. рис.3.2). Поскольку рассматривается течение в трехмерном пространстве ($w_x \neq 0$, $w_y \neq 0$ и $w_z \neq 0$), то для дальнейших преобразований в качестве примера достаточно рассмотреть возникновение касательных напряжений только в каком-либо одном из направлений развития градиента скорости, например, вдоль оси x на гранях $abcd$ и $efgh$ (как это показано на рис.3.2). На оставшихся парах граней будут возникать подобные напряжения.

По направлению оси x на грань $abcd$ действует касательное напряжение τ_x , а на противоположную грань $efgh$ – $\tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial z} dz$. Касательные силы трения определяются произведением напряжения на величину площади соответствующей грани. Тогда результирующая касательная сила трения N_x выразится следующим образом:

$$N_x = \tau_x dx dy - \left(\tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial z} dz \right) dx dy = \frac{\partial \tau_x}{\partial z} dz dx dy = -\frac{\partial \tau_x}{\partial z} dv. \quad (B2)$$

В соответствии с законом внутреннего трения Ньютона, касательное напряжение τ_x определяется уравнением:

$$\tau_x = -\mu \frac{\partial w_x}{\partial z}.$$

Тогда производная напряжения по нормали между противоположными гранями $abcd$ и $efgh$ выразится производной градиента скорости, а именно:

$$\frac{\partial \tau_x}{\partial z} = -\mu \frac{\partial \tau_x}{\partial z} = -\mu \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial w_x}{\partial z} \right) = -\mu \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2}. \quad (B3)$$

Учитывая, что напряжение трения τ_x в трехмерном пространстве будет развиваться и на двух оставшихся парах граней, то суммарная сила трения $\sum N_x$ по всем трем парам противоположных граней элементарного объема вдоль оси x , будет равна:

$$\Sigma N_x = -\mu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} \right) dv = -\mu \nabla^2 w_x. \quad (B4)$$

Аналогичные действия можно выполнить и в направлениях y и z :

$$\Sigma N_y = -\mu \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} \right) dv = -\mu \nabla^2 w_y. \quad (B5)$$

$$\Sigma N_z = -\mu \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} \right) dv = -\mu \nabla^2 w_z. \quad (B6)$$

Силы инерции, в соответствии со вторым законом Ньютона, определяются как произведение массы на соответствующее ускорение, которое в общем случае может быть выражено полной производной скорости по времени, а именно:

$$I_x = \rho \frac{dw_x}{d\tau} dv, \quad I_y = \rho \frac{dw_y}{d\tau} dv \quad \text{и} \quad I_z = \rho \frac{dw_z}{d\tau} dv. \quad (B7)$$

Необходимо помнить, что полная производная скорости по времени представляет собой полную субстанциональную производную, а именно:

$$\frac{dw_x}{d\tau} = \frac{\partial w_x}{\partial \tau} + \frac{\partial w_x}{\partial x} w_x + \frac{\partial w_x}{\partial y} w_y + \frac{\partial w_x}{\partial z} w_z,$$

$$\frac{dw_y}{d\tau} = \frac{\partial w_y}{\partial \tau} + \frac{\partial w_y}{\partial x} w_x + \frac{\partial w_y}{\partial y} w_y + \frac{\partial w_y}{\partial z} w_z,$$

$$\frac{dw_z}{d\tau} = \frac{\partial w_z}{\partial \tau} + \frac{\partial w_z}{\partial x} w_x + \frac{\partial w_z}{\partial y} w_y + \frac{\partial w_z}{\partial z} w_z.$$

В соответствии с принципом д'Аламбера, равнодействующая всех действующих сил равна нулю. В соответствии с этим получаем:

$$\left\{ \begin{array}{l} -\frac{\partial P}{\partial x} dv + \rho dv \cdot X - \rho \frac{dw_x}{d\tau} dv - \Sigma N_x dv = 0; \\ -\frac{\partial P}{\partial y} dv + \rho dv \cdot Y - \rho \frac{dw_y}{d\tau} dv - \Sigma N_y dv = 0; \\ -\frac{\partial P}{\partial z} dv + \rho dv \cdot Z - \rho \frac{dw_z}{d\tau} dv - \Sigma N_z dv = 0. \end{array} \right. \quad (B8)$$

В конечном итоге баланс действующих сил на движущуюся жидкость, после соответствующих преобразований, можно представить следующей системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \frac{dw_x}{d\tau} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho X + \mu \nabla^2 w_x; \\ \rho \frac{dw_y}{d\tau} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho Y + \mu \nabla^2 w_y; \\ \rho \frac{dw_z}{d\tau} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho Z + \mu \nabla^2 w_z. \end{array} \right. \quad (3.8)$$

Полученная система дифференциальных уравнений в гидродинамике получило название дифференциальных уравнений движения жидкости Навье-Стокса. Данные уравнения были получены различными путями учеными Навье в 1822 г. и затем в 1845 г. Стоксом. По этой причине данное уравнение получило двойное название. Следует отметить, что эти уравнения

справедливы только для течения ньютоновских жидкостей, т.е. для которых $\mu = \text{const}$.

Иногда с целью удобства практического использования данные уравнения представляют в несколько преобразованном виде.

Если соответствующие проекции ускорений представить следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{dw_x}{d\tau} &= \frac{dx}{d\tau} \cdot \frac{dw_x}{dx} = w_x \frac{dw_x}{dx} = \frac{dw_x^2}{2dx}, \\ \frac{dw_y}{d\tau} &= \frac{dy}{d\tau} \cdot \frac{dw_y}{dy} = w_y \frac{dw_y}{dy} = \frac{dw_y^2}{2dy}, \\ \frac{dw_z}{d\tau} &= \frac{dz}{d\tau} \cdot \frac{dw_z}{dz} = w_z \frac{dw_z}{dz} = \frac{dw_z^2}{2dz}, \end{aligned} \quad (B9)$$

то дифференциальные уравнения (ур.3.8) движения Навье-Стокса могут быть представлены другой формой записи системы уравнений:

$$\begin{cases} -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho X + \mu \nabla^2 w_x - \rho \frac{dw_x^2}{2dx} = 0; \\ -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho Y + \mu \nabla^2 w_y - \rho \frac{dw_y^2}{2dy} = 0; \\ -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho Z + \mu \nabla^2 w_z - \rho \frac{dw_z^2}{2dz} = 0. \end{cases} \quad (3.9)$$

Для абсолютной системы координат, когда массовые силы представлены только силой тяжести, т.е. $X=0$, $Y=0$ и $Z=-g$, уравнения движения жидкости приобретают следующий вид:

$$\begin{cases} \rho \frac{dw_x}{d\tau} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \nabla^2 w_x; \\ \rho \frac{dw_y}{d\tau} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \nabla^2 w_y; \\ \rho \frac{dw_z}{d\tau} = -\frac{\partial P}{\partial z} - \rho g + \mu \nabla^2 w_z. \end{cases} \quad \text{или} \quad \begin{cases} -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \nabla^2 w_x - \rho \frac{dw_x^2}{2dx} = 0; \\ -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \nabla^2 w_y - \rho \frac{dw_y^2}{2dy} = 0; \\ -\frac{\partial P}{\partial z} - \rho g + \mu \nabla^2 w_z - \rho \frac{dw_z^2}{2dz} = 0. \end{cases} \quad (3.10)$$

В общем случае однозначного аналитического решения дифференциальных уравнений движения Навье-Стокса практически не существует. И к настоящему времени аналитическое решение уравнений известно только для весьма ограниченного круга задач, да и то, только для ламинарных стационарных потоков. Во всех остальных случаях решение уравнений для выполнения практических задач, как будет показано ниже, возможно только при использовании методов моделирования процессов, в частности при помощи теории подобия.

Необходимо заметить, что решения дифференциальных уравнений движения жидкости (ур. 3.8, 3.9 и 3,10) проводятся совместно с уравнением неразрывности потока (ур. 3.1).

Существенно упрощается описание движения идеальных жидкостей. Для таких жидкостей, как известно, вязкость равна 0. Тогда, рассмотренные

выше дифференциальные уравнения движения жидкости Навье-Стокса (3.8 - 3.10) (при $\mu=0$), превращаются в дифференциальные уравнения движения Эйлера, например, уравнение 3.9 примет вид:

$$\begin{cases} -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho X - \rho \frac{dw_x^2}{2dx} = 0; \\ -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho Y - \rho \frac{dw_y^2}{2dy} = 0; \\ -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho Z - \rho \frac{dw_z^2}{2dz} = 0. \end{cases} \quad (3.11)$$

Уравнение Эйлера позволяет решать многие практические задачи в несколько упрощённых вариантах, что иногда оказывается вполне достаточно. Доказательством этому является широко известное уравнение Бернулли.

3.3. Уравнение Бернулли

Возьмём дифференциальное уравнение движения жидкости Эйлера (ур.3.11) и помножим соответствующие уравнения соответственно на dx , dy и dz . После этого сложим все три уравнения и произведём некоторые перегруппировки:

$$\frac{\partial P}{\partial x} dx + \frac{\partial P}{\partial y} dy + \frac{\partial P}{\partial z} dz - \rho(Xdx + Ydy + Zdz) + \frac{\rho}{2} \left(\frac{dw_x^2}{dx} dx + \frac{dw_y^2}{dy} dy + \frac{dw_z^2}{dz} dz \right) = 0.$$

После соответствующих преобразований полученное уравнение приобретает следующий вид:

$$\frac{\partial P}{\partial x} dx + \frac{\partial P}{\partial y} dy + \frac{\partial P}{\partial z} dz - \rho(Xdx + Ydy + Zdz) + \frac{\rho}{2} (dw_x^2 + dw_y^2 + dw_z^2) = 0.$$

Учитывая, что при установившемся движении $\frac{\partial P}{\partial x} dx + \frac{\partial P}{\partial y} dy + \frac{\partial P}{\partial z} dz = dP$, а сумма дифференциалов равна дифференциалу суммы $(dw_x^2 + dw_y^2 + dw_z^2) = d(w_x^2 + w_y^2 + w_z^2) = dw^2$, то в конечном итоге уравнение Эйлера в преобразованном виде будет иметь вид:

$$dP - \rho(Xdx + Ydy + Zdz) + \frac{\rho}{2} dw^2 = 0. \quad (3.12)$$

По существу, полученное уравнение 3.12 выражает собой закон сохранения энергии для движущейся жидкости. Представим себе движение элементарной струйки установившегося потока жидкости под действием одной единственной массовой силы – силы тяжести, т.е. $X=0$, $Y=0$ и $Z=-g$ (рис.3.3.).

В этом случае уравнение 3.12 приобретает следующий вид:

$$dP + \rho g dz + \frac{\rho}{2} dw^2 = 0 \quad \text{или} \quad d(P + \rho g z + \frac{\rho}{2} w^2) = 0. \quad (3.13)$$

В конечном итоге, учитывая, что нулю может быть равен дифференциал только постоянной величины, то после небольших преобразований,

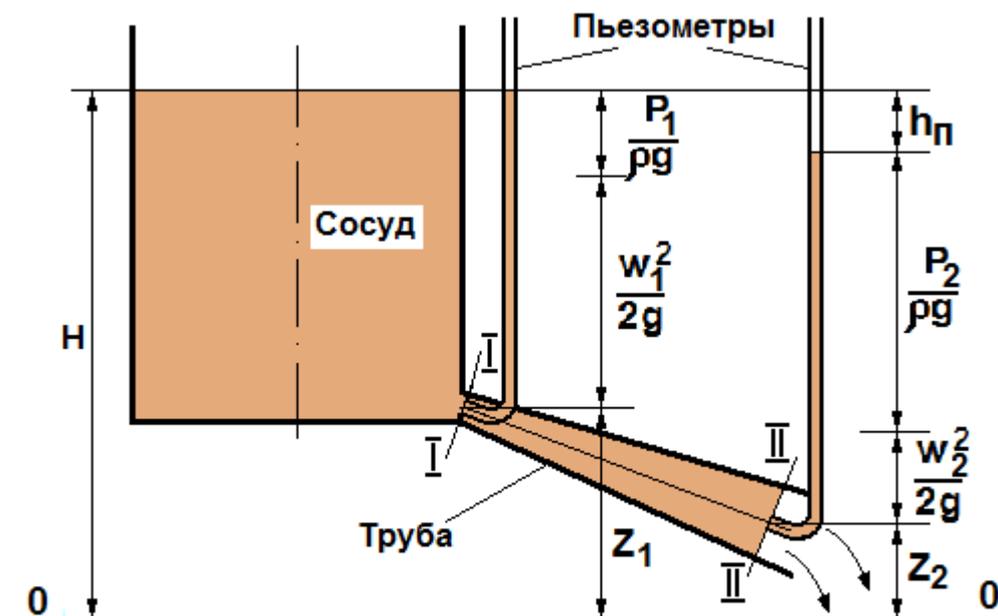


Рис.3.3. Иллюстрация уравнения Бернулли.

уравнение 3.13 может быть представлено в виде:

$$\frac{P}{\rho g} + z + \frac{w^2}{2g} = H = \text{const} \quad (3.14)$$

Полученное уравнение в гидродинамике известно как уравнение Бернулли для идеальной жидкости. По существу, уравнение Бернулли представляет собой основной тот же закон гидростатики (ур. 2.11), но дополненное ещё одним членом. Физический смысл уравнения Бернулли состоит в том, что оно выражает закон сохранения энергии движущейся жидкости: сумма потенциальной и кинетической энергии есть величина постоянная. Первый член уравнения $\frac{P}{\rho g}$ - **статический, или пьезометрический напор**, равный давлению столба жидкости над рассматриваемым уровнем, относительно точки отсчёта, выражает удельную энергию давления в этой точке; второй z - **нивелирная высота, или геометрический напор**, который равен геометрической высоте данной точки и который выражает удельную потенциальную энергию положения точки. Эти два первых слагаемых уравнения были рассмотрены ранее (см. ур. 2.11): полная потенциальная энергия жидкости в данной точке есть величина постоянная (закон сохранения энергии – основной закон гидростатики). Третье слагаемое $\frac{w^2}{2g}$ – **скоростной (динамический) напор**, который выражает удельную кинетическую энергию в данной точке.

Напомним, что термин «удельная» энергия, означает энергию, отнесённую к единице веса жидкости.

Тогда для установившегося потока жидкости для любых произвольно взятых сечений потока (или точек) сумма потенциальной ($\frac{P}{\rho g} + z$) и кинетической энергии ($\frac{w^2}{2g}$) остаётся величиной постоянной.

По существу это и является определением уравнением Бернулли.

Для установившегося потока идеальной жидкости для двух его произвольно взятых сечений (напр. сечений I-I и II-II на рис.3.3) уравнение Бернулли можно записать следующим образом:

$$\frac{P_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{w_2^2}{2g} = const. \quad (3.15)$$

Для горизонтального канала ($Z_1=Z_2$) уравнение Бернулли существенно упрощается и приобретает следующий вид:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} = const. \quad (3.16)$$

Анализ уравнений 3.15 и 3.16 показывает, что при изменении сечения (площади поперечного сечения аппарата или трубопровода), и соответственно скорости движения жидкости, происходит превращение одного вида энергии в другой: при увеличении скорости часть потенциальной энергии переходит в кинетическую, а при снижении скорости – наоборот, часть кинетической энергии переходит в потенциальную. При этом их сумма остаётся неизменной. Обычно используется такое выражение: *где выше скорость, там меньше давление, и наоборот.*

При движении реальной жидкости, в отличие от идеальной, её гидродинамический напор, определяемый уравнениями 3.15 и 3.16, не остаётся постоянным. Поскольку реальная жидкость обладает вязкостью, а так же то, что на пути движения жидкости реальный канал, как правило, снабжён различными кранами, вентилями, поворотами и т.д. и т.п., то часть энергии движущейся жидкости затрачивается на преодоление всех этих сопротивлений. Все эти сопротивления принято называть гидравлическими сопротивлениями. Часть этой энергии превращается в тепло, которое расходуется на нагревание жидкости, а часть – рассеивается в окружающую среду. И тогда, уравнение Бернулли, для характеристики движения реальной жидкости претерпевает некоторые изменения и будет иметь следующий вид:

$$\frac{P_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{w_2^2}{2g} + h_{\Pi}, \quad (3.17)$$

здесь h_{Π} - выражает потери напора на преодоление всех гидравлических сопротивлений. И для движения реальной жидкости *сумма статического и динамического напоров, нивелирной высоты и потеряннного напора остаётся величиной постоянной и равна полному гидродинамическому напору H .*

Величина энергии, которая определяет потерянный напор, складывается из затрат энергии на преодоление сил трения $h_{тр}$ и сил местного сопротивления $h_{м.с.}$:

$$h_{п} = h_{тр} + h_{м.с.} \quad (3.18)$$

Уравнение Бернулли имеет очень большое значение для практических расчётов: при помощи уравнения рассчитываются такие характеристики, как необходимый напор для обеспечения движения жидкости в заданном режиме по данному каналу, скорость движения, время движения и т.д. Кроме того, при помощи данного уравнения производится расчёт и создание измерительных приборов для определения скорости течения и расходов жидкостей (расходомеров), что является чрезвычайно важным с точки зрения создания средств контроля и автоматического регулирования технологическими процессами.

Расчёт потерь напора $h_{п} = h_{тр} + h_{м.с.}$ более подробно будет рассмотрен ниже.

ГЛАВА 4. ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ТЕОРИИ ПОДОБИЯ

4.1. Основные принципы моделирования гидродинамических процессов

Рассмотренные в первых главах некоторые основные уравнения гидродинамики описывают явления переноса количества движения. Приведённые уравнения не содержат, за некоторым исключением, никаких специальных ограничений относительно конкретных особенностей протекания тех или иных процессов. Следовательно, они применимы к любым процессам и явлениям в гидродинамике, протекающим либо произвольно в природе, либо в искусственных, созданных человеком, условиях. Например, дифференциальные уравнения движения жидкости Навье-Стокса: - эти уравнения применимы к любому движению без ограничения к геометрии каналов и гидродинамическим режимам течения и описывают течение жидкостей в любом пространстве: течение воды в реке, в океане, воздуха в атмосфере, в любом технологическом аппарате, трубопроводе и т.д. Единственное ограничение состоит в том, что они применимы только к течению ньютоновских жидкостей. Для описания закономерностей течения неньютоновских жидкостей эти уравнения впоследствии были дополнены и несколько видоизменены, когда стали известны характеристики неньютоновских жидкостей.

Поэтому, одной из важнейших практических задач теории гидромеханики является нахождение условий решения дифференциальных уравнений гидромеханики. В наиболее общем случае, осуществление решений практических задач возможно в двух направлениях:

1. **Аналитическое решение дифференциальных уравнений.** Для этого необходимо ввести дополнительные условия и ограничения, которые бы приводили дифференциальные уравнения к самой возможности их решения: в математике известно правило – система имеет одно единственное решение, если число неизвестных в системе уравнений равно числу самих уравнений. В противном случае, система имеет бесконечное множество решений.
2. **Моделирование процессов.** Этот путь решения задач в свою очередь, так же может осуществляться в двух направлениях:
 - **Математическое моделирование.** Для решения поставленных задач обосновывается и создаётся математическая модель процесса, которая в своей основе представляет систему математических уравнений, с помощью которой описываются все стороны явлений и процессов. Такие модели обычно создаются тогда, когда не совсем ясна картина протекающих физических явлений и процессов, и когда нет возможности описать какое-либо явление соответствующим уравнением, отображающим физическую или иную его сторону. Созданные математические модели при наличии заданных интервалов значений переменных данных, как правило, рассчитываются при помощи программных средств. После этого производится анализ и отбор

результатов расчёта математических моделей для решения поставленных конкретных практических задач.

В целом схема математического моделирования представляет собой выполнение 8-ми последовательных этапов:

1. *Постановка задачи.*
2. *Анализ и обоснование физической модели процесса. Данный этап заключается в тщательном отборе фундаментальных закономерностей, описывающих те или иные стороны явлений.*
3. *Составление собственно математической модели.*
4. *Разработка алгоритма решения модели.*
5. *Параметрическая идентификация модели. Этот этап заключается в оценке параметров модели, которые представляют собой различного рода коэффициенты (параметры), учитывающие различные стороны явлений.*
6. *Проверка адекватности математической модели. На данном этапе проверяется качественная характеристика модели, т.е. происходит оценка её работоспособности и качества расчётов путём сравнения результатов расчёта с заранее прогнозируемыми данными, т.е. с ожидаемыми данными.*
7. *Моделирование процесса. Этот этап, как правило, заключается в решении модели при варьировании исходных данных.*
8. *Анализ полученной информации.*
- **Физическое моделирование.** Этот метод заключается в использовании для описания некоторых сторон или свойств моделируемого объекта закономерностей, полученных на физических моделях и учитывающие такие факторы, которые иным способом учесть практически невозможно. При этом под физическим моделированием понимается, прежде всего, материальное моделирование, т.е. создание физических моделей реальных объектов и проведение на этих моделях специальных экспериментов. Затем результаты экспериментов обрабатываются и обобщаются, и после этого разрабатываются условия практической применимости этих результатов. Обычно, результатом опытов являются уравнения, которые носят название эмпирических уравнений. При физическом моделировании с использованием материальных объектов главной исходной предпосылкой является необходимость точного знания следующих ответов на вопросы: каким условиям должна удовлетворять модель, как следует проводить эксперименты, по каким правилам необходимо обрабатывать результаты экспериментов и на какие объекты могут распространяться полученные результаты. На эти поставленные вопросы даёт ответ теория подобия, в основу которой был положен метод обобщённых переменных.

4.2. Основы метода обобщённых переменных

Одним из основных принципов теории подобия является принцип выделения из всего класса явлений, описываемых одним общим законом,

группы себе подобных явлений. Таковыми могут являться, например, процессы движения или процессы теплопередачи, и т.д.

Подобными могут являться только такие явления или процессы, для которых отношения их сходственных величин постоянны.

Рассмотрим в качестве примера моделирование процесса перемещения жидкости по цилиндрическому трубопроводу. На рис.4.1. представлены схемы перемещения жидкости по натуральному трубопроводу (а) и его модели (б).

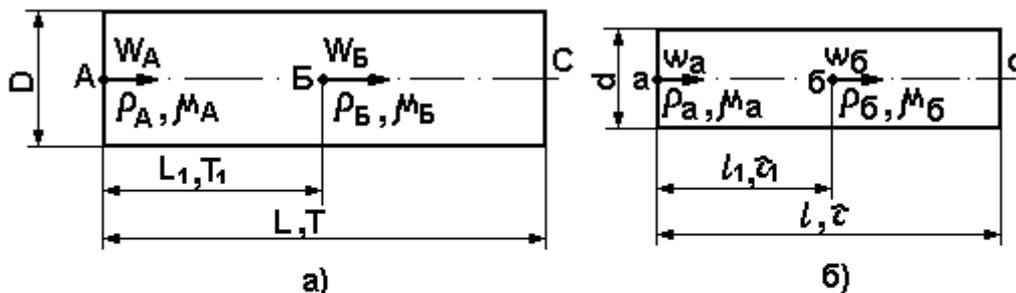


Рис.4.1. К определению подобия процесса перемещения жидкости по трубопроводу: а) натуральный трубопровод; б) модель трубопровода.

Для того, чтобы процессы перемещения жидкости были бы подобными друг другу, метод обобщённых переменных требует выполнение следующих условий подобия:

- **Геометрическое подобие:** оно предполагает, что сходственные размеры природы и модели, кроме того, что они должны быть параллельны, но и должны обладать постоянством отношений их сходственных величин. Например, модель трубопровода (б) должна быть расположена в пространстве не только параллельно натуральному трубопроводу (а), но и должна отвечать следующим требованиям подобия геометрических размеров:

$$\frac{D}{d} = \frac{L}{l} = k_l \quad \text{или} \quad \frac{D}{L} = \frac{d}{l} = i_l. \quad (4.1)$$

вероятно, что будут геометрически подобны друг другу, т.к. для всеПервое отношение **однородных** величин получило название **константы геометрического подобия k_l** , а второе (отношение **разнородных** величин) - **инварианта геометрического подобия i_l** . Модель и реальный объект, в данном случае трубопровод, могут быть подобны друг другу, только если константы или инварианты численно равны. Следует заметить, что если величина константы k_l зависит от соотношения природы и модели, то величина инварианта i_l не зависит. Так, например, если задаться любым значением инварианта, то можно подобрать бесконечное число трубопровода ряда отношения размеров диаметров к длинам для них постоянны.

- **Временное подобие:** оно предполагает, что сходственные точки или части (частицы, объёмы и т.д.) двигаются по подобным траекториям в модели и в природе, проходят геометрически подобные пути за подобные промежутки времени. Например, отдельная частица жидкости в

натуральном объекте (а) проходит A, B и C , при чём AC – это начало и конец трубопровода. В модели же (б) подобная ей частица – соответственно a, b и c , и ac – вся длина. Соответствующие подобные пути: L и l ; L_1 и l_1 подобные времена T и τ ; T_1 и τ_1 .

$$\frac{T}{\tau} = \frac{T_1}{\tau_1} = k_\tau \text{ или } \frac{T}{T_1} = \frac{\tau}{\tau_1} = i_\tau. \quad (4.2)$$

В этих выражениях T и τ , а так же T_1 и τ_1 – соответственно времена прохождения частицами сходственных путей AC и ac , а так же AB и ab . Тогда k_τ – константа временного подобия и i_τ – инвариант временного подобия.

Из геометрического и временного подобия следует подобие скоростей: в сходственных точках скорости движения подобных частиц должны быть подобными:

$$\frac{W_A}{w_a} = \frac{W_B}{w_b} = k_w \text{ или } \frac{W_A}{W_B} = \frac{w_a}{w_b} = i_w. \quad (4.3)$$

- **Подобие физических величин:** это условие предполагает, что движущиеся жидкости в натуральном объекте и модели по своим физическим свойствам должны быть подобными, а именно:

$$\text{подобие плотности: } \frac{\rho_A}{\rho_a} = \frac{\rho_B}{\rho_b} = k_\rho \text{ или } \frac{\rho_A}{\rho_B} = \frac{\rho_a}{\rho_b} = i_\rho; \quad (4.4)$$

$$\text{подобие вязкости: } \frac{\mu_A}{\mu_a} = \frac{\mu_B}{\mu_b} = k_\mu \text{ или } \frac{\mu_A}{\mu_B} = \frac{\mu_a}{\mu_b} = i_\mu, \text{ и др} \quad (4.5)$$

Подобие физических свойств включает и подобие физических полей, например, подобие температурных полей, полей распределения концентраций и т.д.

- **Подобие начальных и граничных условий:** это подобие предполагает, что как начальные состояния, так и состояния жидкости на границах (т.е. на входе и на выходе – точки A и a , а также C и c) подобны. Если соблюдается геометрическое и временное подобие, то последнее является не совсем обязательным, т.к. это уже предполагает подобие начальных и граничных условий. Но иногда, даже незначительное отклонение подобия начальных и граничных условий может привести к существенным ошибкам. Справедливости ради следует отметить, что это в большей степени касается моделирования процессов массообмена и теплообмена, и в существенной меньшей степени – гидромеханических процессов.

При полном соблюдении всех вышеперечисленных условий подобия, будет соблюдаться и подобие процессов движения жидкостей в натуральном и модельном трубопроводах. И только в этом случае предполагается, что результаты исследований движения жидкостей, полученные на моделях, могут быть перенесены на реальный проектируемый объект. Все вышеприведенные условия подобия при изучении протекающих процессов на моделях должны соблюдаться для всех без исключения процессов.

Подобные процессы, как это следует из рассмотренных выше условий, характеризуются равенством либо констант, либо инвариантов

подобия. Практика показала, что наиболее удобным является использование инвариантов подобия, поскольку их величина не зависит от соотношения размеров природы и модели. Следует заметить, что при определении инвариантов подобия могут использоваться и разнородные величины: главный признак – эти величины должны принадлежать только натуральному объекту, либо только модели.

В общем случае, отношения однородных величин, определяющих инварианты подобия, называются *симплексами* (от лат. *simplex* – простой) или *параметрическими критериями* (от греч. *kriterion* – признак, средство для суждения). В свою очередь, если инварианты подобия выражены через отношения разнородных величин, то такие инварианты получили название *критериев подобия*. Обычно такие критерии подобия называют по имени учёных, внесших наиболее существенный вклад в изучение данного явления, и обозначаются первыми буквами их имён: Re – критерий Рейнольдса, Eu – критерий Эйлера, Fr – критерий Фруда и т.д. Критерии подобия безразмерны, их значения для сходственных точек природы и модели неизменны, но для различных точек они могут меняться.

Таким образом, применительно к нашему примеру, движения жидкостей в натуральном трубопроводе и в модели будут подобными только в том случае, если критерии подобия, характеризующие эти движения численно равны между собой.

Общее правило формулируется следующим образом: *подобные явления или процессы характеризуются численно равными критериями подобия. Равенство критериев подобия является единственным и достаточным условием подобия.*

Из вышесказанного следует очень важный и очевидный вывод: отношение критериев подобия для природы и модели всегда равны единице. Например, равенство критериев Рейнольдса $Re_1 = Re_2$ для природы и модели:

$$\frac{w_1 d_1 \rho_1 / \mu_1}{w_2 d_2 \rho_2 / \mu_2} = 1, \text{ или } \frac{(w_1/w_2)(d_1/d_2)(\rho_1/\rho_2)}{\mu_1/\mu_2} = \frac{k_w k_l k_\rho}{k_\mu} = 1. \quad (4.6)$$

Отношение констант подобия получило название индикатора подобия и для *подобных явлений индикаторы подобия равны 1.*

В основе использования условий подобия при решении практических задач положены три основные теоремы подобия:

1. *Первая теорема подобия - Ньютона: подобные явления характеризуются численно равными критериями подобия, или подобны те явления, для которых индикаторы подобия равны 1.*
2. *Вторая теорема подобия – Бэкингема, Федермана и Афанасьевой-Эренфест: решение любого дифференциального уравнения, описывающего процесс, может быть представлено в виде зависимости между критериями подобия, характеризующие процесс.*

Если условно обозначить критерии подобия через K_1, K_2, K_3 и т.д., то зависимость между критериями подобия выражается как:

$$f = (K_1, K_2, K_3, \dots) = 0. \quad (4.7)$$

Уравнения типа 4.7 получили название **обобщёнными (или критериальными)** уравнениями, а критерии подобия K_1, K_2, K_3 – **обобщёнными переменными** величинами.

Из всех критериев подобия выделяют определяемые и определяющие критерии подобия. Как правило, определяемым критерием является тот критерий, в который входит искомая величина, а все те критерии, в которые она не входит, являются определяющими. Так, например, если K_1 – определяемый критерий подобия, то уравнение 4.7 выразится следующим образом:

$$K_1 = f(K_2, K_3, \dots) \quad (4.8)$$

Объективно, все протекающие явления или процессы подчиняются закону логарифмом (или степенному закону), что позволяет уравнение типа 4.8 представить в виде степенной зависимости:

$$K_1 = A \cdot K_2^n \cdot K_3^m \cdot \dots \quad (4.9)$$

В уравнениях типа 4.9 коэффициент A и показатели степеней n и m устанавливаются опытным путем на основе проведения исследований (экспериментов) на моделях. При этом, если какие-либо эффекты оказывают незначительное влияние, то их влиянием, как правило, пренебрегают. В таких случаях, процесс приобретает свойство **автомодельности**, а моделирование является **приближённым**.

Преобразование дифференциальных уравнений в критериальные уравнения. Преобразование может осуществляться двумя способами:

1. **Первый способ**, его иногда называют классическим, основывается на соблюдении всех требований метода обобщённых переменных, а именно: соблюдение условий однозначности, использовании констант или инвариантов подобия, введения индикаторов подобия и т. д. (более подробно можно посмотреть в специальной литературе).
2. **Второй - способ (формализованный)**, в основе которого, несмотря на его условное название, используются методы теории размерностей. В основе используется следующий постулат: в любых уравнениях, в т.ч. и дифференциальных, которые получены на основе фундаментальных законов, соблюдается правило: размерности левой части уравнения всегда равны размерностям правой части. Этому же правилу следуют и члены уравнений, которые представлены алгебраической их суммой (или разностью). Тогда, комбинируя между собой различные отношения этих членов, оказывается можно формальным образом образовывать безразмерные комплексы величин или числа (критерии) подобия.

При таком способе, используется свойство констант подобия, которое заключается в том, что входящие в них одноимённые величины могут взаимозаменяться. Из этого следует, что отношения самих величин можно

заменять отношением их приращений и наоборот. Поясним это на числовом примере:

$$\frac{10}{5} = \frac{6}{3} = \frac{10-6}{5-3} = \frac{4}{2} = 2.$$

В данном примере 10 и 6 – одноимённые величины, 5 и 3 – так же одноимённые величины, (10-6) и (6-3) – изменения этих величин. Как видно, отношения величин равно двум, и отношение приращений этих же величин то же равно двум. Указанное свойство позволяет при формировании критериев подобия отбрасывать знаки математических операторов, например:

$$k_w = \frac{W_A}{w_a} = \frac{W_B}{w_b} = \frac{W_A - W_B}{w_a - w_b} = \frac{\Delta W}{\Delta w} = \frac{dW}{dw}. \quad (4.10)$$

4.3. Подобие гидродинамических процессов

Воспользуемся формализованным способом преобразования основных уравнений движения жидкости Навье-Стокса. Для этого запишем дифференциальные уравнения движения (напр. ур-е. 3.10) в развёрнутом виде только применительно к движению по оси Z:

$$\rho \left(\frac{\partial w_z}{\partial \tau} + \frac{\partial w_z}{\partial x} w_x + \frac{\partial w_z}{\partial y} w_y + \frac{\partial w_z}{\partial z} w_z \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} - \rho g + \mu \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right).$$

Поскольку размерности всех членов и левой и правой частей уравнения равны, то, учитывая, что некоторые члены имеют один и тот же физический смысл (т.е. отражают подобные стороны явлений), то уравнение можно преобразовать в следующий вид:

$$\rho \frac{\partial w_z}{\partial \tau} + \rho \frac{\partial w_z}{\partial x} w_x \approx - \frac{\partial P}{\partial z} - \rho g + \mu \frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2}. \quad (4.11)$$

Далее, используя свойство констант подобия, что при подобном преобразовании отношения одноимённых величин можно заменять отношением их приращений, уравнение 4.11 может быть представлено в другом виде:

$$\rho \frac{w}{\tau} + \rho \frac{w^2}{l} \approx - \frac{\Delta P}{l} - \rho g + \mu \frac{w}{l^2}. \quad (4.12)$$

В данном уравнении линейные координаты x и z заменены на общее их обозначение l .

Уравнение движения жидкости 4.12 было получено на основе фундаментального закона сохранения количества движение, которое выражается через баланс действующих на поток сил: сил давления - $\frac{\Delta P}{l}$; сил трения $-\mu \frac{w}{l^2}$; инерционных сил $-\rho \frac{w^2}{l}$; силы тяжести - ρg . Кроме этих сил, учитывается характер изменения скорости с течением времени - $\rho \frac{w}{\tau}$. Для формирования критериев подобия достаточно определять отношения одних членов уравнения к другим.

В конечном итоге, отношения членов уравнений обладают определённым физическим смыслом: каждое такое отношение будет характеризовать соотношение между действующими силами. Обычно, все действующие силы определяются относительно силы инерции. Однако, с

точки зрения практического удобства и соблюдения исторических фактов, возможны и другие варианты. Тогда, вводя определённые отношения, формируют критерии подобия, которые впоследствии были названы по имени учёных:

1. Критерий подобия **Фруда Fr** :

$$\frac{\rho \frac{w^2}{l}}{\rho g} = \frac{w^2}{gl} = Fr. \quad (4.13)$$

Характеризует отношение силы инерции к силе тяжести.

2. Критерий подобия **Рейнольдса Re**:

$$\frac{\rho \frac{w^2}{l}}{\frac{\mu w}{l^2}} = \frac{wl\rho}{\mu} = \frac{wl}{\nu} = Re. \quad (4.14)$$

Характеризует отношение силы инерции к силе трения.

3. Критерий подобия **Эйлера Eu**:

$$\frac{\frac{\Delta P}{l}}{\rho \frac{w^2}{l}} = \frac{\Delta P}{\rho w^2} = Eu. \quad (4.15)$$

Характеризует отношение силы давления к силе инерции.

4. Критерий подобия **гомохронности Но**:

$$\frac{\rho \frac{w^2}{l}}{\rho \frac{w}{\tau}} = \frac{w\tau}{l} = No. \quad (4.16)$$

Характеризует стационарность движения.

Тогда, в соответствии со второй теоремой подобия, решение дифференциальных уравнений движения жидкости может быть представлено в виде критериального уравнения:

$$f(No, Eu, Fr, Re) = 0. \quad (4.17)$$

Обычно, определяемым критерием является критерий Эйлера Eu, т.к. в него входит определяемая величина движущей силы движения ΔP . Тогда, уравнение 4.17 видоизменяется:

$$Eu = f(No, Fr, Re), \text{ или } Eu = A \cdot No^q Fr^n Re^m. \quad (4.18)$$

Как было указано ранее, коэффициент A и показатели степеней n и m определяются опытным путём.

Для установившегося течения, критерий $No=0$ и уравнение 4.18 так же упрощается:

$$Eu = A \cdot Fr^n Re^m. \quad (4.19)$$

Часто, для приближённого моделирования процессов перемещения жидкостей используется более упрощённая модель:

$$Eu = A \cdot Re^m. \quad (4.20)$$

Это возникает в тех случаях, когда по требованиям подобия физических свойств не удаётся подобрать соответствующую жидкость. Тогда для проведения экспериментов в моделях используют ту же жидкость, что и в реальности. Но в таких случаях возникает необходимость корректировки полученных опытных зависимостей.

Кроме этого, в критериальные уравнения для соблюдения геометрического подобия, вводят инвариант подобия в виде отношения длины цилиндрического канала к его диаметру, т.е. отношение l/d .

В справочной литературе можно найти конкретные уравнения по типу 4.20. Например, для оценки течения ньютоновской жидкости в прямой цилиндрической трубе (гидравлически гладкая труба) при уровне $Re=4000 \div 100\ 000$, используется следующая зависимость:

$$Eu = 0,158Re^{-0,25} \left(\frac{l}{d}\right). \quad (4.21)$$

В тех случаях, когда скорость потока трудно определяется, что обычно наблюдается при естественной конвекции, то вводят так называемые производные или модифицированные критерии подобия. Для гидродинамических процессов таким производным критерием подобия является критерий подобия **Галилея Ga**:

$$\frac{Re^2}{Fr} = \frac{w^2 l^2 \rho^2 g l}{\mu^2 w^2} = \frac{l^3 \rho^2 g}{\mu^2} = \mathbf{Ga}. \quad (4.22)$$

(Примечание: иногда в некоторых изданиях приводится другое выражение для критерия Галилея $\mathbf{Ga} = Re^2 Fr$. Следует иметь в виду, что в этих случаях $Fr = gl/w^2$).

Естественная конвекция, вызывается различием плотностей жидкости в разных точках объёма за счёт влияния разности температур. Обычно это имеет место в ламинарных потоках и в сравнительно больших объёмах жидкостей. Но часто, особенно когда в гидромеханических процессах участвуют неоднородные (гетерогенные) системы, такие как эмульсии или суспензии, конвективные токи возникают за счёт влияния сил трения, тяжести и подъёмной силы из-за разности плотностей, например, двух несмешивающихся жидкостей или твёрдых частиц и жидкости, на практике пользуются производным критерием подобия **Архимеда Ar**:

$$\mathbf{Ar} = \mathbf{Ga} \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_2} = \frac{Re^2}{Fr} \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_2} = \frac{l^3 \rho^2 g}{\mu^2} \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_2}. \quad (4.23)$$

Приведённые выше способы решения дифференциальных уравнений гидродинамики с использованием основных положений теории подобия успешно используются и для решения более сложных задач гидромеханики, тепло- и массообмена.

В заключении этого раздела, посвящённому рассмотрению основных положений теории подобия, следует сделать ряд очень важных выводов:

1. Теория подобия указывает на то, каким требованиям должна отвечать модель процесса или аппарата, что бы она в полной мере была подобной натуре.
2. Теория подобия подсказывает, каким образом необходимо проводить эксперименты на модели и какие параметры процесса следует измерять.
3. Теория подобия показывает, как правильно обрабатывать результаты экспериментов.
4. Теория подобия указывает, на какие реальные объекты можно распространять полученные результаты экспериментов.

Ниже приводится список наиболее часто используемых в гидромеханике критериев подобия:

- основные:

- *гомохронности* - $Ho = \frac{w\tau}{l}$ - отношение инерционных сил, обусловленных нестационарностью процесс, к инерционным силам, обусловленных изменением скоростей в пространстве, характеризует подобие нестационарных процессов;
- *Фруда* - $Fr = \frac{w^2}{gl}$ - отношение силы инерции к силе тяжести;
- *Эйлера* - $Eu = \frac{\Delta P}{\rho w^2}$ - отношение сил давления к силе инерции;
- *Рейнольдса* - $Re = \frac{wl\rho}{\mu}$ - отношение силы инерции к вязкостным силам;
- $\Gamma = \frac{l}{d}$ (или $\frac{d}{l}$) - симплекс геометрического подобия;
- *Вебера* - $We = \frac{\rho w^2 l}{\sigma}$ - отношение силы инерции к силе поверхностного натяжения;
- *Маха* - $Ma = \frac{w}{w_{зв}}$ - отношение скорости потока к скорости звука: - учитывает эффекты, возникающие при больших скоростях (сжимаемость жидкости);

- производные:

- *Галилея* - $Ga = \frac{Re^2}{Fr} = \frac{l^3 \rho^2 g}{\mu^2}$ - соотношение сил инерции, сил тяжести и вязкостных сил;
- *Архимеда* - $Ar = Ga \frac{\Delta \rho}{\rho} = \frac{l^3 \rho^2 g (\rho_o - \rho)}{\mu^2 \rho}$ - отражает соотношение сил инерции, сил тяжести и вязкостных сил при наличии влияния конвективных или гравитационных составляющих.

Основные сведения по теории размерностей

Иногда, когда протекающие процессы зависят от большого числа факторов, которые не всегда в полной мере могут учитываться при математическом описании и выводе основных закономерностей, для отыскания конкретного вида функциональной зависимости между переменными величинами используется метод анализа размерностей.

В основе метода используется, т.н. π -теорема Бэкингема, которая является дополнением ко второй теореме подобия. Если вторая теорема подобия говорит о том, что решение дифференциального уравнения может быть представлено в виде критериальных зависимостей, то π -теорема указывает на число критериев, которые должны входить в эти уравнения.

Общая формулировка π -теоремы: *общую функциональную зависимость, связывающую между собой n переменных величин, которые измеряются при помощи t основных единиц измерений, можно представить в виде*

зависимости между (n-т) безразмерными комплексами этих величин, а при наличии подобия – связи между (n-т) критериями подобия:

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3 \dots) \text{ или } \pi_1 = f(\pi_2, \pi_3 \dots) \text{ или } \pi_1 = A \cdot \pi_2^n \pi_3^m \dots \quad (4.24)$$

Само число критериев в уравнении равно π :

$$\pi = n - m. \quad (4.25)$$

Применение анализа размерностей в гидродинамике. Допустим, что уравнение движения жидкости отсутствует. Из практики известно, что при установившемся режиме движения по прямой цилиндрической трубе величина прилагаемого перепада давления ΔP зависит от скорости течения жидкости w , её плотности ρ и вязкости μ , ускорения силы тяжести g , длины трубы l и её диаметра d . Таким образом, функциональная связь может быть выражена зависимостью:

$$\Delta P = f(w, \rho, \mu, g, l, d). \quad (4.26)$$

Воспользовавшись анализом размерностей, заменим функциональную зависимость 4.26 уравнением степенной связи между указанными переменными величинами:

$$\Delta P = x w^y \rho^z \mu^u g^r l^s d^t. \quad (4.27)$$

Число основных единиц измерений, при помощи которых измеряются все эти переменные величины, составляет:

$$[\Delta P] = \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right] = \left[\frac{\text{кгм}}{\text{с}^2 \text{м}^2} \right] = \left[\frac{\text{кг}}{\text{с}^2 \text{м}} \right] = [\text{М} \text{L}^{-1} \text{T}^{-2}]; [w] = \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right] = [\text{L} \text{T}^{-1}];$$

$$[\rho] = \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right] = [\text{M} \text{L}^{-3}]; [\mu] = \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}^2 \text{с}} \right] = \left[\frac{\text{кгмс}}{\text{с}^2 \text{м}^2} \right] = [\text{M} \text{L}^{-1} \text{T}^{-1}];$$

$$[g] = \left[\frac{\text{м}}{\text{с}^2} \right] = [\text{M} \text{T}^{-2}]; [l] = [\text{м}] = [\text{L}^1]; [d] = [\text{м}] = [\text{L}^1].$$

Таким образом, число переменных величин $n=7$, а число основных единиц измерений $m=3$ (масса, длина и время). Следовательно, число критериев подобия в искомом уравнении должно составлять $\pi = n - m = 7 - 3 = 4$.

Учитывая, что коэффициент x в уравнении 4.26 является безразмерным, можно составить уравнение связи между размерностями переменных величин следующим образом (аналогично уравнению 4.27):

$$[\Delta P] = [w]^y [\rho]^z [\mu]^u [g]^r [l]^s [d]^t. \quad (4.28)$$

После подстановки размерностей, получим:

$$[\text{M} \text{L}^{-1} \text{T}^{-2}] = [\text{L} \text{T}^{-1}]^y [\text{M} \text{L}^{-3}]^z [\text{M} \text{L}^{-1} \text{T}^{-1}]^u [\text{M} \text{T}^{-2}]^r [\text{L}^1]^s [\text{L}^1]^t.$$

После раскрытия скобок в правой части уравнения, получим:

$$\text{M} \text{L}^{-1} \text{T}^{-2} = \text{M}^{z+u} \text{L}^{y-3z-u+r+s+t} \text{T}^{-y-u-2r}. \quad (4.29)$$

В полученном уравнении 4.29 показатели степеней при соответствующих основных физических величинах, т.е. при M , L и T слева и справа должны быть равны между собой. Тогда получаем соответствующую систему уравнений:

$$\begin{cases} 1 = z + u \\ -1 = y - 3r - u + r + s + t. \\ -2 = -y - u - 2r \end{cases} \quad (4.30)$$

В полученной системе из трёх уравнений шесть неизвестных. Можно выразить любые три из них через остальные. Например, выразим y , z и t

$$\begin{cases} y = 2 - 2r - u \\ z = 1 - u \\ t = r - s - t \end{cases} \quad (4.31)$$

После через u , s и r этого полученные показатели степеней подставим в уравнение 4.27:

$$\Delta P = x w^{2-2r-u} \rho^{1-u} \mu^u g^r l^s d^{r-s-t}. \quad (4.32)$$

Полученное выражение 4.32 после небольших преобразований можно представить следующим образом:

$$\Delta P = x w^2 w^{-2r} w^{-u} \rho^1 \rho^{-u} \mu^u g^r l^s d^r d^{-s} d^{-u}. \quad (4.33)$$

Произведя группировку членов полученного уравнения, получаем обобщённую зависимость:

$$\frac{\Delta P}{\rho w^2} = x \left(\frac{w d \rho}{\mu} \right)^{-u} \left(\frac{w^2}{g d} \right)^{-r} \left(\frac{l}{d} \right)^s. \quad (4.34)$$

Таким образом, получили ту же самую функциональную зависимость, что и при подобном преобразовании дифференциального уравнения движения Навье-Стокса (ур.4.19), дополненное критерием геометрического подобия.

На практике необходимо провести специальные эксперименты, для того, чтобы опытным путём определить показатели степеней в уравнении 4.34.

Следует отметить, что метод анализа размерностей не является универсальным методом, поскольку не всегда в полной мере удаётся оценить число переменных величин, от которых в той или иной степени зависит протекание какого-либо процесса. Именно по этой причине, метод анализа размерностей, в отличие от теории подобия, находит ограниченное применение и только тогда, когда число переменных величин не только ограничено, но и имеется достаточно полное представление о процессе. Тем не менее, использование этого метода на первых этапах исследований даёт весьма неплохие результаты.

ГЛАВА 5. ПРИКЛАДНЫЕ ЗАДАЧИ ГИДРОДИНАМИКИ

5.1. Течение ньютоновских жидкостей в трубах

Ламинарное течение. Закон распределения скоростей Стокса и уравнение Гагена-Пуазейля.

Рассмотрим ламинарное течение ньютоновской жидкости в прямой горизонтальной трубе диаметром $d=2R$, где R – радиус трубы (рис.5.1). Основные характеристики движения (начальные условия): процесс течения стационарный, изотермический, жидкость несжимаемая, поток одномерный (по направлению оси X), движущей силой процесса течения является разность давлений, приложенных на концах трубопровода $\Delta P=P_1-P_2$.

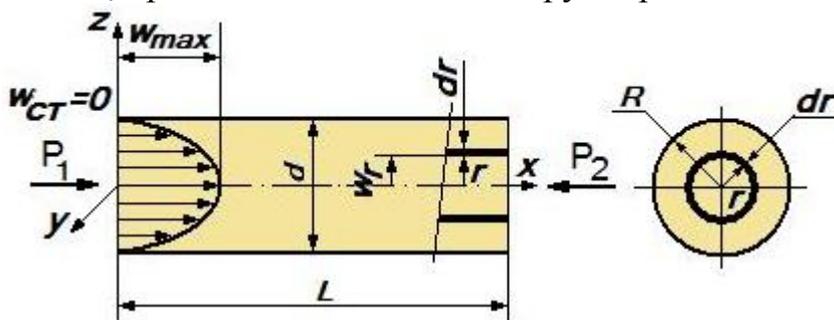


Рис.5.1.К выводу уравнения ламинарного движения ньютоновской жидкости в цилиндрической трубе.

Приведём формулировку начальных условия в соответствии с математическими обозначениями:

1. $w_x \neq 0$; $w_y = 0$; $w_z = 0$ - процесс одномерный;
2. $\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = 0$; $\frac{\partial w_x}{\partial \tau} = 0$ - процесс стационарный;
3. $\rho = \text{const}$, $\mu = \text{const}$ - ; жидкость несжимаемая, поток изотермический $t = \text{const}$.

На приведённом на рис.5.1 трубопровод ориентирован в декартовой системе координат: ось X совпадает с осью трубопровода, оси Y и Z совпадают с радиусом.

Граничные условия:

1. $x=0$ $P=P_1$; $x=L$ $P=P_2$;
2. $y=z=r$ – текущий радиус: $r=0 \div R$; $w = w_r$ – текущий радиус;
3. $r=0$ $w_x = w_{max}$; $r=R$ $w_x = w_{ct} = 0$ (условие прилипания – гипотеза Прандтля).

(Примечание: поскольку процесс одномерный, т.е. $w_x \neq 0$; $w_y = 0$; $w_z = 0$, то в подобных случаях индекс x при w можно в дальнейшем не применять).

Запишем основные дифференциальные уравнения (развёрнутом виде), с помощью которых описывается процесс движения жидкости (уравнение неразрывности потока 3. 1 и уравнения Навье – Стокса 3.10):

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \rho \left(\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) = 0. \quad (5.1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{\partial w_x}{\partial x} w_x + \frac{\partial w_x}{\partial y} w_y + \frac{\partial w_x}{\partial z} w_z \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right) \quad (5.2)$$

Преобразуем уравнения 5.1 и 5.2 в соответствии с начальными условиями.

Уравнение 5.1: $\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = 0$; $\frac{\partial w_y}{\partial y} = \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0$, т.к. $w_y = w_z = 0$; следовательно,

решение уравнения 5.1 будет выглядеть следующим образом: $\frac{\partial w_x}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = 0$.

Уравнение 5.2: $0 = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right)$ или $\frac{\partial P}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$, т.к. $\frac{\partial w}{\partial \tau} = 0$;
 $\frac{\partial w_x}{\partial x} = 0$; $w_y = 0$; $w_z = 0$.

Поскольку координаты z и y являются радиусам и r , а давление изменяется только по координате x , то в конечном итоге уравнение 5.2 приобретает следующий вид:

$$\frac{dP}{dx} = 2\mu \frac{d^2 w}{dr^2} = 2\mu \frac{d}{dr} \left(\frac{dw}{dr} \right). \quad (5.3)$$

Закон Стокса. Проведём решение уравнения 5.3, предварительно разделяя переменные величины:

Первое интегрирование и первое решение уравнения:

$$\frac{dP}{dx} \int_0^r dr = 2\mu \int_0^{\frac{dw}{dr}} d \left(\frac{dw}{dr} \right) \text{ и } \frac{dP}{dx} r = 2\mu \frac{dw}{dr}.$$

Второе интегрирование и второе решение уравнения:

$$\text{и } \frac{dP}{dx} \int_r^R r dr = 2\mu \int_{w_r}^0 dw \text{ и } \frac{dP}{dx} \left(\frac{R^2 - r^2}{2} \right) = -2\mu w_r. \quad (5.4)$$

Третье интегрирование и третье решение:

$$\left(\frac{R^2 - r^2}{2} \right) \int_{P_1}^{P_2} dP = -2\mu w_r \int_0^L dx \text{ и } \left(\frac{R^2 - r^2}{2} \right) (P_2 - P_1) = -2\mu w_r L. \quad (5.5)$$

Выразим из полученного уравнения 5.5 w_r , учитывая, что $P_2 < P_1$:

$$w_r = \frac{\Delta P}{4\mu L} (R^2 - r^2). \quad (5.6)$$

Полученное уравнение 5.6 показывает, что в цилиндрической трубе при ламинарном течении ньютоновской жидкости скорость её течения в зависимости от радиуса трубы изменяется по квадратичной параболе. Это уравнение в гидродинамике получило название параболического **закона распределения скоростей Стокса**.

На оси трубопровода при $r=0$ скорость имеет максимальное значение:

$$w_r = w_{max} = \frac{\Delta P R^2}{4\mu L}. \quad (5.7)$$

Можно получить соотношение между текущей скоростью и максимальным её значением:

$$\frac{w_r}{w_{max}} = \frac{\frac{\Delta P}{4\mu L} (R^2 - r^2)}{\frac{\Delta P R^2}{4\mu L}} = \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right), \text{ или } w_r = w_{max} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right). \quad (5.8)$$

Последнее уравнение так же иногда называют **параболическим законом распределения скоростей Стокса**.

Эти уравнения получили широкое применение при анализе движения ламинарных потоков ньютоновских жидкостей и расчёте характеристик движения.

Уравнение Гагена-Пуазейля. Это уравнение выражает взаимосвязь между движущей силой процесса течения жидкости и свойствами самой жидкости и характеристиками трубопровода.

Выделим на текущем радиусе r в поперечном сечении потока кольцевое сечение толщиной dr . Выразим элементарную площадь этого кольца как произведение периметра кольца на его толщину, т.е. $df=2\pi r dr$. Далее, по уравнению объёмного расхода выразим элементарный поток жидкости через эту элементарную площадь:

$$dV = w_r df = \frac{\Delta P}{4\mu L} (R^2 - r^2) 2\pi r dr. \quad (5.9)$$

После интегрирования получаем:

$$\int_0^V dV = w_r df = \frac{\Delta P}{4\mu L} \int_0^R (R^2 - r^2) 2\pi r dr, \quad \text{или}$$

$$V = \frac{\Delta P \pi R^4}{8\mu L} = \frac{\Delta P \pi d^4}{128\mu L}. \quad (5.10)$$

Последнее уравнение (5.10) широко известно в технической гидравлике как **уравнение Гагена- Пузейля**. По данному уравнению достаточно легко рассчитать практически все характеристики процесса транспортирования ньютоновских жидкостей по круглым трубопроводам, но только, если течение происходит в ламинарных режимах. Однако, в большинстве случаев, данным уравнением пользуются для определения ΔP .

Турбулентное течение. Строгого математического описания распределения скоростей по сечению трубопровода, а так же других аналитических задач прикладного характера, до настоящего времени получить не удалось. Основной проблемой в этом случае, как это было указано ранее, является сложность описания возникновения и характера развития турбулентных пульсаций (турбулентных вихрей). В результате развития поперечных пульсаций возникают дополнительные касательные напряжения, которые в конечном итоге приводят к тому, что в объёме турбулентных потоков возникают дополнительные силы сопротивления: возникает и развивается турбулентная вязкость, величина которой определяется структурой турбулентного потока.

Течения турбулентных потоков, прежде всего, считаются неустановившимися течениями. К настоящему времени известно достаточно много попыток учёных математического описания распределение скоростей в таких потоках. Известны уравнения Рейнольдса, в которых для практических расчётов турбулентные течения описываются не мгновенными, а осреднёнными во времени скоростями. Кроме этих закономерностей, известны уравнения таких учёных, как М. Буссинеска, Л.Прандтля, Дж.Тейлора, Т.Кармана и др. Описание этих закономерностей выходит за рамки настоящей программы и относится уже к фундаментальной теории механики жидкостей и газов .

Ранее в первой главе настоящего пособия кратко были рассмотрены особенности структуры турбулентных потоков жидкостей. На основе

зависимостей для оценки дополнительных касательных напряжений сдвига в поперечном направлении (ур-е 1.32)

$$\tau_T^1 = \mu_T \left(\frac{dw_x}{dy} \right), \quad (\text{здесь } \mu_T = \rho l^2 \frac{dw_x}{dy})$$

были получены ориентировочные оценки распределения составляющей скорости dw_x в поперечном направлении потока (по направлению от оси к стенке, т.е. в направлении оси Y (рис.1.4):

$$dw_x = \frac{l}{k} \sqrt{\frac{\tau_T^1}{\rho}} \frac{dy}{y}. \quad (5.11)$$

Для более удобного практического использования уравнения 5.11 трудноопределимую величину касательного напряжения τ_T^1 целесообразно заменить на величину напряжения сдвига непосредственно на поверхности стенки τ_0 . Тогда, после соответствующей замены уравнение 5.11 принимает следующий вид:

$$dw_x = \frac{l}{k} \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} \frac{dy}{y}. \quad (5.12)$$

В этом выражении (5.12) коэффициент пропорциональности k определяется опытным путём. Новый член уравнения 5.11 после замены в виде $\sqrt{\tau_0/\rho}$ имеет размерность скорости и получил название **динамической скорости** (обозначается как w_d).

Интегрирование уравнения 5.12 приводит к получению следующего выражения:

$$w_x = \left(\frac{w_d}{k} \right) \ln y + C. \quad (5.13)$$

Постоянная C может быть определена из условия (если предположить), что на расстоянии y_0 от стенки трубы, которое соизмеримо с толщиной ламинарного вязкого подслоя δ_0 , скорость w_x практически равна нулю (т.е. $w_x = 0$). Тогда, постоянная в уравнении C будет равна:

$C = - \left(\frac{w_d}{k} \right) \ln y_0$. После подстановки полученного выражения в уравнение 5.13 получим:

$$w_x = \left(\frac{w_d}{k} \right) \ln \frac{y}{y_0}. \quad (5.14)$$

При условии ориентировочного равенства $y_0 \approx \delta_0$, величину y_0 можно определить по уравнению для расчёта толщины ламинарного вязкого подслоя δ_0 , а именно:

$$y_0 \approx \delta_0 = \beta (v/w_d). \quad (5.15)$$

Тогда можно получить следующее приближённое уравнение для оценки профиля усреднённых скоростей турбулентного потока ньютоновской жидкости вблизи стенки:

$$w_x = \left(\frac{w_d}{k} \right) \left[\ln \left(\frac{yw_d}{v} \right) - \ln \beta \right]. \quad (5.16)$$

Из полученного выражения следует, что при принятых допущениях средняя скорость турбулентного потока ньютоновской жидкости вблизи стенки изменяется по закону логарифмов. Многочисленные проведенные эксперименты показали, что полученное уравнение 5.16 применимо на всё сечение турбулентного потока в гладких трубах, если принять $k=0,4$ и $\ln \beta = -5,5$. При этих условиях уравнение для оценки профиля скоростей турбулентных потоков может быть выражено следующим образом:

$$w_x/w_\partial = 2,5 \ln(yw_\partial/\nu) + 5,5. \quad (5.17)$$

Тогда средняя скорость турбулентного потока в круглой трубе диаметром $d=2R$ может быть определена по следующему уравнению:

$$w = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R 2\pi w(R-y)dy = w_d \left(2,5 \ln \frac{w_d R}{\nu} + 1,75 \right). \quad (5.18)$$

Можно представить полученное уравнение в несколько другом варианте, что часто можно встретить в справочниках, если ввести в уравнение критерий подобия Рейнольдса: $Re = wd\rho/\mu = w2R/\nu$.

В этом варианте уравнение 5.18 будет представлено так:

$$\frac{w}{w_d} = 2,5 \ln \left[\left(\frac{w_d}{2w} \right) Re \right] + 1,75. \quad (5.19)$$

Полученное уравнение 5.19 в настоящее время широко применяется для расчёта характеристик турбулентных потоков ньютоновских жидкостей в круглых трубах.

Как показала практика, это же уравнение можно с успехом использовать и для других, отличных от круглых, сечений, если в расчётах использовать вместо диаметра трубы эквивалентный диаметр канала.

5.2. Течение неньютоновских жидкостей в трубах

Ламинарное течение. Как было показано ранее в первом разделе, неньютоновские жидкости, прежде всего, характеризуются тем, что характер и закономерности их течения предопределяются особым влиянием градиента скорости на сопротивление сдвига. Общее уравнение, с помощью которого описывается реологическая кривая, было приведено ранее (ур-е 1.26):

$$\tau_T = \tau_{пр} + \mu \left(\frac{dw}{dn} \right)^a. \quad (5.20)$$

Рассмотрим вначале течение псевдопластических и дилатантных жидкостей в цилиндрической трубе с текущим радиусом r , кривая течения которых описывается следующим уравнением (при $\tau_{пр} = 0$):

$$\tau_T = \mu_{п} \left(\frac{dw}{dr} \right)^a, \quad (5.21)$$

здесь $\mu_{п}$ - пластическая вязкость.

Для выделенного объёма неньютоновской жидкости (рис.5.2), текущей в цилиндрической трубе запишем уравнение динамического равновесия, которое можно выразить суммой проекций на ось X сил давления, приложенным к концам трубы, и касательной силы трения, возникающей на внешней поверхности выделенного цилиндрического потока радиусом r :

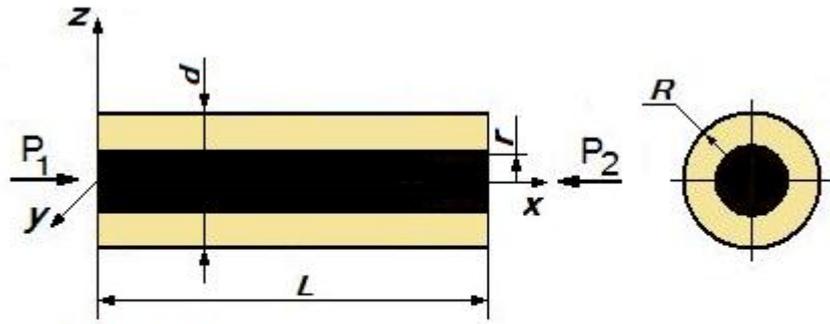


Рис.5.2.К выводу уравнения ламинарного движения неньютоновской жидкости в цилиндрической трубе.

$$P_1 \pi r^2 - P_2 \pi r^2 - \tau_r 2\pi r L = \pi r^2 (P_1 - P_2) - 2\pi r L \mu_n \left(\frac{dw}{dr} \right)^a = 0. \quad (5.22)$$

После соответствующих сокращений и преобразований, после разделения переменных величин и подстановки пределов интегрирования (см. раздел 1), получим уравнение:

$$\int_{w_r}^0 dw = - \left(\frac{P_1 - P_2}{2L\mu_n} \right)^{\frac{1}{a}} \int_r^R r^{\frac{1}{a}} dr. \quad (5.23)$$

В результате интегрирования получаем уравнение для определения текущей скорости течения:

$$w_r = \frac{a}{a+1} \left(\frac{P_1 - P_2}{2L\mu_n} \right)^{\frac{1}{a}} \left(R^{\frac{a+1}{a}} - r^{\frac{a+1}{a}} \right). \quad (5.24)$$

Текущее значение скорости w_r изменяется от 0 на поверхности стенки (условия прилипания) до максимального своего значения на оси трубы при $r=0$:

$$w_{max} = \frac{a}{a+1} \left(\frac{P_1 - P_2}{2L\mu_n} \right)^{\frac{1}{a}} R^{\frac{a+1}{a}}. \quad (5.25)$$

Из полученных выражений 5.24 и 5.25 можно получить соотношение между скоростью в любой точке потока (на любом текущем радиусе r) и максимальным её значением:

$$\frac{w_r}{w_{max}} = \left(1 - \left(\frac{r}{R} \right)^{\frac{a+1}{a}} \right). \quad (5.26)$$

Из полученного выражения следует, что, как и в случае течения ньютоновских жидкостей, отношение $\frac{w_r}{w_{max}}$ для неньютоновских жидкостей так же зависит только от соотношения радиусов $\left(\frac{r}{R} \right)$.

Зная определение текущей скорости w_r по уравнению 5.24, представляется возможным определить взаимосвязь между объёмным расходом неньютоновской жидкости, движущей силой процесса течения (как разность давлений), пластической вязкостью и размерами цилиндрической трубы. Проведя точно такие же действия, как и в случае вывода уравнения Гагена-Пузейля (см.раздел 5.1), в итоге получим:

$$V = \frac{\pi a}{3a+1} \left(\frac{P_1 - P_2}{2\mu_{nl}} \right)^{\frac{1}{a}} R^{\frac{3a+1}{a}}. \quad (5.27)$$

По данному уравнению 5.27 достаточно несложно определить:

1. Объемный расход псевдопластической или дилатантной жидкости через цилиндрический канал. Для этого необходимо знать движущую силу и реологию жидкости.
2. Разность давлений, как движущую силу, которую необходимо приложить для перемещения заданного объема. Для этого так же необходимо знать реологию жидкости.

Кроме того, данное уравнение иногда используется для определения реологических кривых течения при проведении исследований на цилиндрических (капиллярных) вискозиметрах.

Уравнение 5.27 позволяет, зная размер цилиндрического канала ($d=2r$), рассчитать среднюю скорость течения. Для этого, необходимо воспользоваться уравнением объемного расхода (ур-е 3.6) $V = w_{cp}\pi R^2$ или $V = 0,785w_{cp}\pi d^2$:

$$\frac{\pi a}{3a+1} \left(\frac{P_1 - P_2}{2\mu_{nl}} \right)^{\frac{1}{a}} R^{\frac{3a+1}{a}} = w_{cp}\pi R^2. \quad (5.28)$$

$$w_{cp} = \frac{a}{3a+1} \left(\frac{P_1 - P_2}{2\mu_{nl}} \right)^{\frac{1}{a}} R^{\frac{a+1}{a}}. \quad (5.29)$$

Профили скоростей в сечениях лиминарных потоков ньютоновских, псевдопластических и дилатантных жидкостей описываются уравнением 5.24: $a=1$ – ньютоновская жидкость; $a=1/3$ – псевдопластическая жидкость; $a=3$ – дилатантная жидкость.

Наглядное представление об указанных профилях дают зависимости соотношений локальных и средних скоростей $\frac{w_r}{w_{cp}}$ от безразмерного радиуса $\frac{r}{R}$.

Эти соотношения достаточно легко получить, поделив уравнение 5.24 на уравнение 5.29:

$$\frac{w_r}{w_{cp}} = \frac{3a+1}{a+1} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^{\frac{a+1}{a}} \right]. \quad (5.30)$$

Указанные зависимости приведены на рис.5.3(а): 1- для ньютоновских, 2- для псевдопластических и 3- для дилатантных жидкостей.

Из уравнения динамического равновесия (ур-е 5.22), записанного в виде $\pi r^2(P_1 - P_2) = \tau_T 2\pi r L$, можно выразить величину касательного напряжения (напряжения трения) τ_T :

$$\tau_T = \frac{(P_1 - P_2)}{2L} r. \quad (5.31)$$

Исходя из найденной закономерности, напряжение трения находится в линейной зависимости от радиуса сечения потока: на оси потока напряжение трения равно нулю, а на границе со стенкой трубы достигает максимума τ_R . Такое распределение характерно только для псевдопластиков и дилатантных жидкостей (см. эпюру напряжений на рис. 5.3б).



Рис.5.3. Распределение скоростей и напряжений трения в сечении ламинарных потоков неньютоновских жидкостей:

- а) профиль скоростей;
- б) профиль напряжений трения;
- с) профиль скоростей для бингамовской жидкости.

Совершенно по другому ведут себя бингамовские жидкости. Для таких жидкостей, как это было указано ранее, характерно наличие предела текучести: при напряжениях сдвига ниже этого предела бингамовские жидкости не обладают текучестью. Следовательно, центральная часть потока таких жидкостей, которая ограничена радиусом r_0 , движется сплошным жёстким ядром, т.к. в этой области напряжения сдвига (трения) ниже предела текучести $\tau_{пр}$ (см. рис.5.3б и с). В областях за пределами этого жёсткого ядра ближе к стенке трубы поток будет ламинарным.

Аналогичным образом можно получить соответствующие уравнения для расчёта скорости течения жёсткого ядра потока бингамовской жидкости, а также для расчёта объёмного расхода. Соответствующие уравнения можно найти в специальной литературе.

5.3. Гидравлическое сопротивление трубопроводов

С целью определения необходимой движущей силы для транспортирования жидкостей по каналам различной геометрии необходимо знать потернный напор $h_{п}$, который выражает потерю энергии при движении жидкостей и который складывается из потерь напора на трение и на преодоление местных сопротивлений (ур-е 3.18).

Потери напора на трение. Очевидно, зная особенности структур ламинарного и турбулентного потоков, можно предположить, что потери напора на трение для этих двух случаев будут различными. На первом этапе, предположим, что поток движется в ламинарном режиме. Для определения потерь напора на трение $h_{тр}$ воспользуемся уравнением Гагена-Пуазейля:

$$V = \frac{\Delta P \pi d^4}{128 \mu L}. \quad (5.32)$$

Выразим объёмный расход через среднюю скорость течения и размеры сечения трубопровода ($V = w \pi d^2 / 4$) и, проведя ряд несложных преобразований, выразим из уравнения 5.32 величину движущей силы процесса ΔP :

$$\Delta P = \frac{64 w \mu L}{2 d^2}. \quad (5.33)$$

Умножив и разделив правую часть уравнения 5.33 на ρw , после ряда преобразований, введя в уравнение число Рейнольдса Re , получим:

$$\Delta P = \frac{64 w \mu L}{2 d^2} \cdot \frac{\rho w}{\rho w} = \frac{64 \mu}{w d \rho} \cdot \frac{w^2 \rho}{2} \cdot \frac{L}{d} = \frac{64}{Re} \cdot \frac{w^2 \rho}{2} \cdot \frac{L}{d}. \quad (5.34)$$

По физике процесса течения жидкости по прямой цилиндрической трубе длиной L и диаметром d эта приложенная разность давлений затрачивается на преодоление сил трения. Следовательно, полученное выражение определяет затраты давления на преодоление сил трения $\Delta P_{тр}$.

Безразмерный коэффициент $64/Re$ в полученном уравнении 5.34 получил название коэффициента гидравлического трения λ (или просто коэффициент трения), а в совокупности с симплексом геометрического подобия $\lambda L/d$ - коэффициента сопротивления трению ξ . Таким образом, с учётом уравнения Бернулли, уравнение 5.34 приобретает следующий вид:

$$\Delta P_{тр} = \xi \frac{w^2 \rho}{2} = \xi \Delta P_{ск} \quad \text{или} \quad h_{тр} = \frac{\Delta P_{тр}}{\rho g} = \xi \frac{w^2}{2g} = \xi h_{ск}. \quad (5.35)$$

Из полученных результатов следует ряд важных для практики выводов:

- Затраты энергии на преодоление сил трения можно оценивать либо по потере давления $\Delta P_{тр}$, либо по потерянному напору $h_{тр}$ (что абсолютно равнозначно).
- Затраты энергии на преодоление сил трения определяются как доля от затрат на создание скорости $\Delta P_{ск}$ и $h_{ск}$.
- Значения коэффициента трения λ и коэффициента сопротивления трению ξ обуславливаются величиной критерия Рейнольдса Re : $\lambda = f(Re)$; $\xi = f(Re, L/d)$.

Уравнение 5.35 в гидродинамике часто называют уравнением Дарси. Полученные расчётные данные хорошо согласуются с практическими результатами. Однако следует помнить, что полученные выше результаты справедливы только для **ламинарных** потоков ньютоновских жидкостей.

Для оценки затрат энергии на преодоление сил трения для турбулентных потоков, ввиду невозможности аналитического решения уравнения Навье-Стокса, используют методы теории подобия.

Из уравнения 5.35 следует:

$$\frac{\Delta P_{тр}}{w^2 \rho} = Eu = \frac{\xi}{2}, \quad \text{т.е.} \quad Eu = \frac{\xi}{2} = f\left(Re, \frac{L}{d}\right). \quad (5.36)$$

По существу, вышеприведённые рассуждения являются подтверждением основных положений теории подобия, рассмотренные нами ранее в четвёртом разделе. При обработке опытных данных, полученных на

физических моделях течения ньютоновских жидкостей в прямых гладких цилиндрических каналах (трубах), при значении числа Рейнольдса $4000 < Re < 100\,000$ было получено ранее приведённое уравнение (4.21):

$$Eu = 0,158Re^{-0,25} \left(\frac{l}{d}\right). \quad (5.37)$$

После некоторых преобразований это уравнение можно представить в несколько другой форме:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho w^2}{2} \quad (5.38) \quad \text{или} \quad h_{\text{тр}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w^2}{2g}. \quad (5.39)$$

В соответствии с практическими данными (ур-я 5.38 и 5.39) коэффициент трения для турбулентных потоков будет равен:

$$\lambda = 0,316Re^{-0,25}. \quad (5.40)$$

Это уравнение (5.40) широко известно в гидродинамике как уравнение Блазиуса.

Для каналов некруглого сечения при проведении расчётов вместо диаметра трубы используют эквивалентный диаметр d_3 .

Следует помнить, что все вышеприведённые рассуждения и выводы касались только изотермического потока. При неизотермических течениях, когда в процессе течения происходит нагревание или охлаждение жидкости при теплообмене со стенкой канала, в практике инженерных расчётов в правую часть уравнений 5.38 и 5.39 вводят поправочные коэффициенты, которые учитывают изменение вязкости пограничного со стенкой слоя жидкости. Однако, для более точных расчётов, необходимо учитывать влияние температуры не только на вязкость пограничного слоя, но и её влияние на плотность и вязкость всего потока в целом, т.к. от величины указанных параметров в конечном итоге зависит и структура всего потока. Кроме того, часто при перемещении упругих жидкостей (газов и паров) обязательным является учёт не только изменения температуры, но и изменения давления, т.к. при транспортировании существенная часть абсолютного давления затрачивается на преодоление сил трения.

На практике обычно жидкости двигаются по трубам со стенками, которые по поверхности имеют различной природы неровности, или шероховатости. Эти шероховатости характеризуются средней величиной выступов. Природа шероховатостей может быть самой различной: это материал изготовления каналов, способ изготовления, условия эксплуатации и т.д. Так, например, в процессе эксплуатации трубопроводов возможно не только отложение различных загрязнений, но и протекание процессов коррозии (химической и электрохимической) и эрозии. Наличие шероховатостей может в существенной мере ухудшить всю гидравлическую обстановку, повышая затраты энергии на преодоление сил трения.

Опытами установлено, что влияние шероховатости на трение различно при различных гидродинамических режимах течения. Например, ламинарный поток: толщина вязкого пограничного слоя относительно велика и выступы шероховатостей не выходят за пределы этого слоя. Жидкость при

своём течении плавно огибает все выступы и последние не оказывают практического влияния на трение. Турбулентный поток: толщина вязкого пограничного слоя значительно меньше и выступы выходят своими вершинами за пределы этого слоя, тем самым повышая силы трения. При повышении же степени турбулизации происходит т.н. «вырождение» критерия Рейнольдса, когда главной определяющей становится не скорость течения, а только величина шероховатостей.

На практике величину шероховатости оценивают при помощи относительного показателя, который определяется отношением эквивалентного диаметра канала к среднему значению высоты выступов: $\varepsilon = d_3/e$ (или $\varepsilon = d_3/\Delta$), где e (или Δ) – обозначения высоты выступов. Иногда используется обратная величина. Значения высоты выступов для различных материалов приводятся в справочной литературе (см. приложение, табл.2) и может составлять от $e = 0,0015 \div 0,01$ мм (например, для чистых цельнотянутых медных или стеклянных труб) до $e = 0,7 \div 9$ мм и более для старых заржавленных стальных и бетонных труб.

В целом опытами определены три зоны (или области), так называемого, гидравлического трения:

1. **Зона (область) гладкого трения.** В этой зоне коэффициент трения определяется только значением числа Рейнольдса и не зависит от величины относительной шероховатости. Эта область сохраняется в пределах числа Рейнольдса от 2300 до $10/\varepsilon$.
2. **Зона (область) смешанного трения.** В этой зоне коэффициент трения определяется не только значением числа Рейнольдса, но и зависит от величины относительной шероховатости. Эта область сохраняется в пределах числа Рейнольдса $10/\varepsilon < Re < 560/\varepsilon$.
3. **Автомодельная область.** В этой зоне коэффициент трения определяется только величиной относительной шероховатости и не зависит от числа Рейнольдса. Эта область в гидродинамике получила название квадратичной области, т.к. в ней $h_{тр} \sim w^2$. Автомодельная область возникает при $Re > 560/\varepsilon$.

Путём обобщения всех экспериментальных данных для всей турбулентной области получено единое уравнение для расчёта коэффициента трения:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[0,27\varepsilon + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right]. \quad (5.41)$$

Для автомодельной области вторым слагаемым в уравнении 5.41 можно пренебречь и тогда уравнение приобретёт следующий вид:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{3,7}{\varepsilon} \right). \quad (5.42)$$

Для области гладкого трения можно получить аналогичное уравнение, исключив из уравнения 5,41 первое слагаемое:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,8 \lg Re - 1,5. \quad (5.43)$$

В практических расчетах широкое применение получили графические способы определения коэффициента трения. На рис.5.4 и 5.5. приведены графические зависимости для определения коэффициента трения λ (на рис.5.4. $\Gamma=L/d$). (Примечание: данные взяты из справочных материалов.)

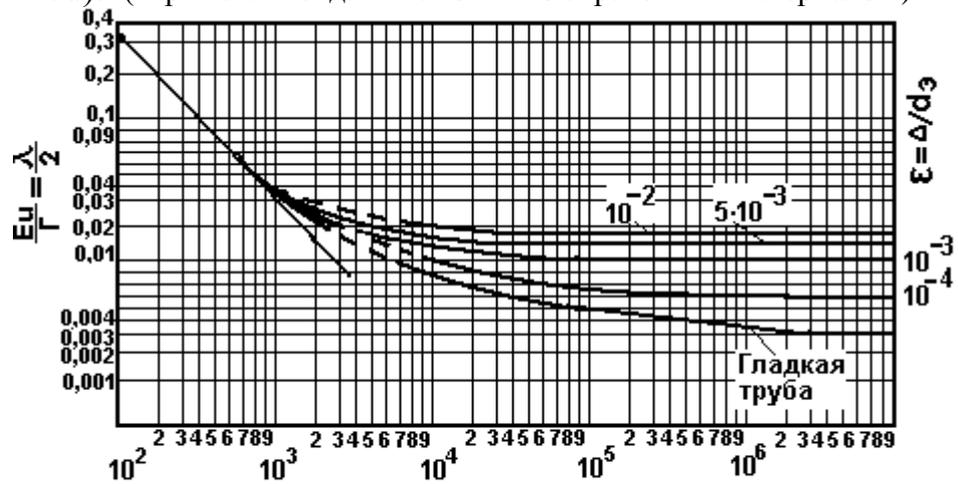


Рис.5.4. Зависимость $\frac{Eu}{\Gamma} = \frac{\lambda}{2}$ от относительной шероховатости труб $\epsilon = \Delta/d_3$.

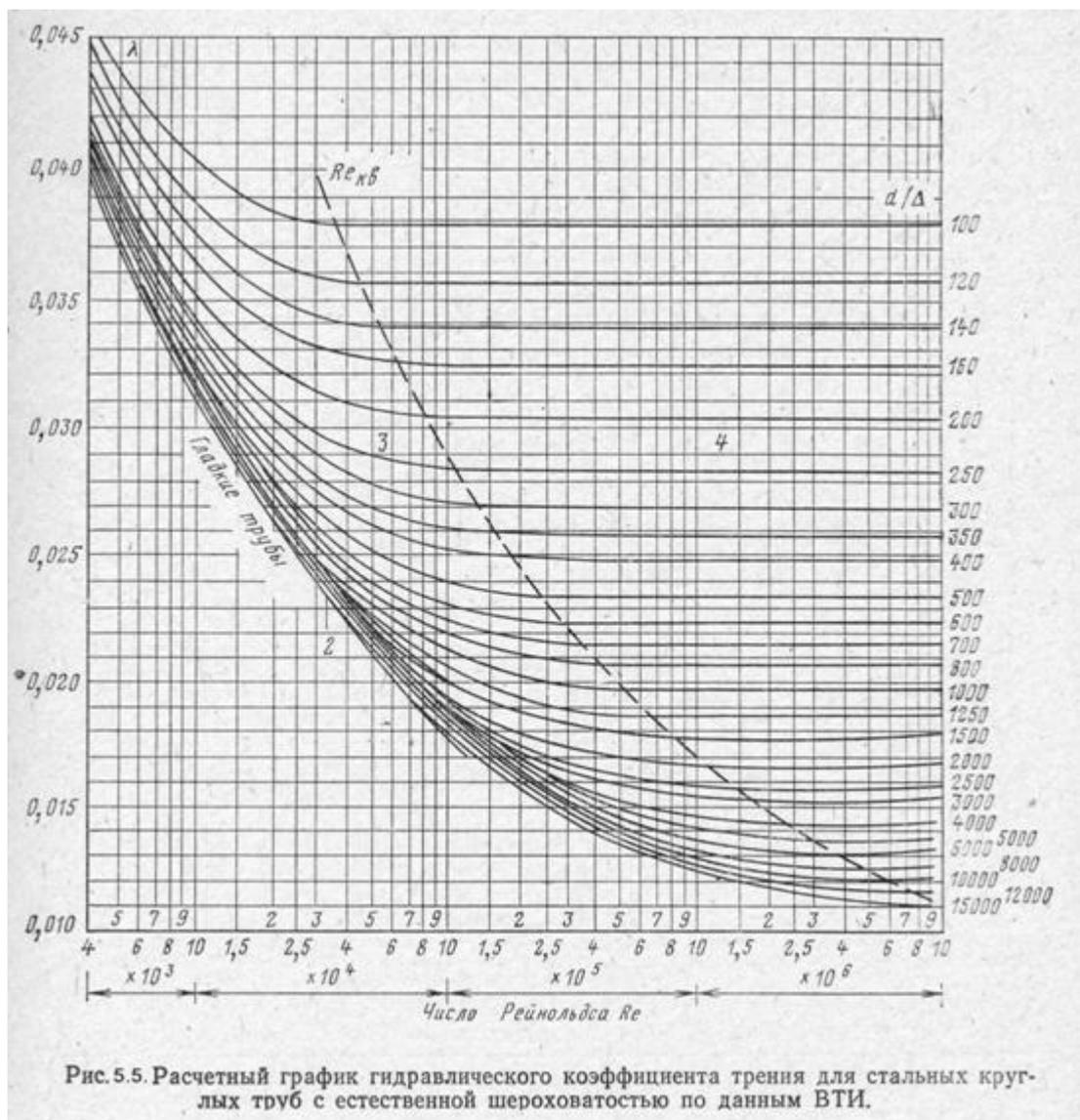


Рис.5.5. Расчетный график гидравлического коэффициента трения для стальных круглых труб с естественной шероховатостью по данным ВТИ.

В справочной литературе можно обнаружить и другие уравнения для расчёта коэффициента трения. Особенно это касается расчёта гидравлического сопротивления трению для неизотермического потока. Например, влияние температуры на сопротивление трению для капельных жидкостей в инженерных расчётах удобно учитывать по следующей зависимости:

$$\lambda/\lambda_H = (\mu_H/\mu_{CT})^{0,14}, \quad (5.44)$$

а для неизотермического газового потока справедливо следующее уравнение:

$$1/\sqrt{\lambda_H(T_{CP}/T_H)} = 2 \lg[Re(\mu_H/\mu_{CP})\sqrt{\lambda_H}] - 0,8. \quad (5.45)$$

В приведённых уравнениях 5.44 и 5.45: λ и λ_H - коэффициенты трения для изотермического потока и неизотермического потока; μ_H - вязкость потока при его средней температуре; μ_{CT} - вязкость потока при температуре равной температуре стенки; μ_{CP} - вязкость потока при температуре, равной $T_{CP} = 0,5(T_{CT} - T_H)$. Необходимо заметить, что существенное расхождение между λ и λ_H наблюдается для газов лишь при $T_{CT}/T_H > 2$.

Потери напора на преодоление местных сопротивлений. К местным сопротивлениям относятся различного рода задвижки, краны, вентили, диафрагмы, отводы, сужения и т.д. – т.е. все местные устройства, устанавливаемые в трубопроводах, и в которых происходит изменение средней скорости как по абсолютной величине, так и по направлению. Потери напора на преодоление местных сопротивлений h_{MC} , так же, как и потери на трение h_{TP} , выражают как долю от скоростного напора $w^2/2g$. Отношение потери напора в данном местном сопротивлении к скоростному напору называют коэффициентом местного сопротивления ξ_{MC} :

$$\xi_{MC} = h_{MC}/[w^2/2g]. \quad (5.46)$$

Отсюда, потери напора на преодоление местных сопротивлений можно будет определить по уравнению:

$$h_{MC} = \xi_{MC}[w^2/2g]. \quad (5.47)$$

Если на трубопроводе установлен последовательно ряд n местных сопротивлений, то общее сопротивление определяется суммой всех n сопротивлений:

$$h_{MC} = \xi_{MC.1}[w^2/2g] + \xi_{MC.2}[w^2/2g] + \dots + \xi_{MC.n}[w^2/2g] = \sum_{i=1}^n \xi_{MC.i}[w^2/2g]. \quad (5.48)$$

Значения коэффициентов местных сопротивлений определяются экспериментально и приводятся в справочных материалах (приложение 2).

Точно так же, как и при расчёте сопротивлений трения, потеря энергии движущейся жидкости на преодоление местных сопротивлений может быть выражена и через потерю давления, используя взаимосвязь: $\Delta P = \rho gh$.

Общий потерянный напор при движении жидкости по трубопроводу определяется суммой $h_H = h_{TP} + h_{MC}$:

$$h_{\Pi} = h_{\text{тр}} + h_{\text{мс}} = \xi \frac{w^2}{2g} + \sum_{i=1}^n \xi_{\text{мс},i} [w^2/2g] = \left[\lambda \frac{L}{d} + \sum_{i=1}^n \xi_{\text{мс},i} \right] w^2/2g. \quad (5.49)$$

То же самое получается и для расчёта потери давления:

$$\Delta P_{\Pi} = \rho g h_{\Pi} = \rho g (h_{\text{тр}} + h_{\text{мс}}) = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{мс}} = \left[\lambda \frac{L}{d} + \sum_{i=1}^n \xi_{\text{мс},i} \right] \frac{w^2 \rho}{2}. \quad (5.50)$$

5.4. Расчёт трубопроводов для транспорта жидкостей

Одной из распространённых операций на всех химических и нефтехимических предприятиях, в том числе и на площадках месторождений нефти, является транспорт разнообразных жидкостей. Транспорт жидкостей осуществляется обычно при помощи закрытых трубопроводов (металлических или неметаллических), протяженность которых варьируется в очень широких пределах: от нескольких метров до многих километров. Объемы транспортируемых жидкостей зависят от масштаба производства и измеряются значениями, начиная с л/с до тысяч м³/с. Во всех случаях необходимо рассчитать диаметр трубопровода, обеспечивающий транспорт требуемого объема жидкости (объемный расход) на заданное расстояние при минимальных затратах энергии и материалов. Рассмотрим несколько наиболее распространенных вариантов поставленной задачи.

Простой трубопровод. Простым называется трубопровод, соединяющий источник с потребителем жидкости, но не имеющий на пути никаких ответвлений (рис.5.6). Такой трубопровод, пространственно расположенный во всех трех измерениях, обычно состоит из ряда прямолинейных участков разной длины (l_1, l_2, l_3, \dots), соединенных друг с другом отводами и коленами для изменения направления потока. Трубопровод может быть еще снабжен запорными и регулирующими устройствами (задвижки, вентили, краны, обратные клапаны). Кроме того, предполагается, что диаметры трубопровода во всасывающей и в напорной магистралях одинаковы.

Допустим, что разность уровней жидкости в расходном и приемном сосудах равна h , а внешние давления на свободные поверхности жидкости в этих сосудах соответственно равны p_1 и p_2 . Так как скорость потока w в трубопроводе постоянного диаметра d также постоянна, а скорости перемещения жидкости в обоих сосудах практически одинаковы и пренебрежимо малы, то по уравнению Бернулли $h + (p_1 - p_2)/\rho g = H = h_{\Pi}$, т.е. располагаемый суммарный гидростатический напор H (сумма разностей нивелирных и пьезометрических высот) равен потерянному напору h_{Π} . В свою очередь, величина h_{Π} затрачивается на преодоление сил трения на прямолинейных участках h'_{Π} и преодоление местных гидравлических сопротивлений $h_{\text{мс}}$: $h_{\Pi} = h'_{\Pi} + h_{\text{мс}}$.

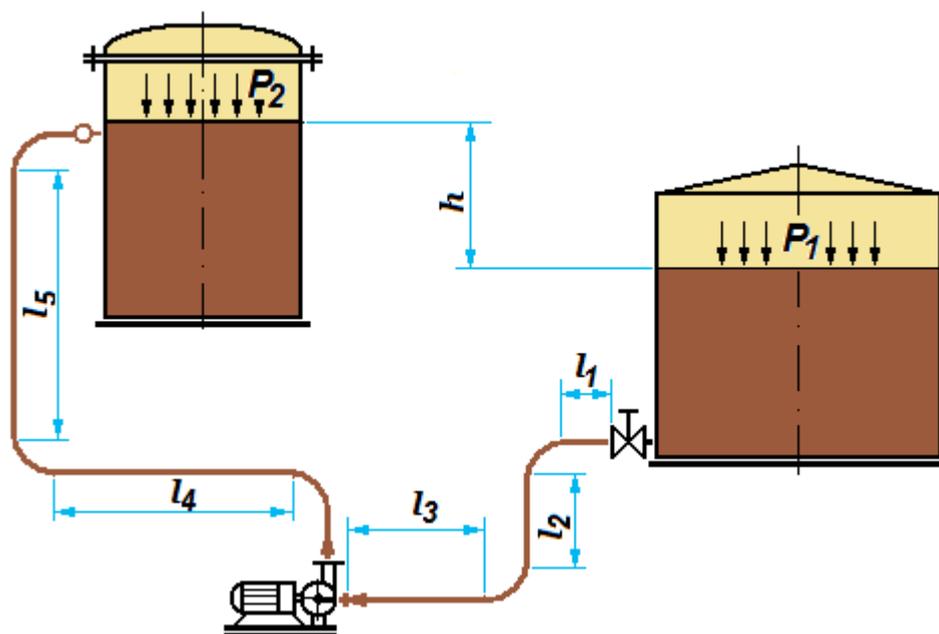


Рис.5.6. Схема простого трубопровода.

Обозначив коэффициенты ξ_i для колена, отвода, задвижки, обратного клапана и т.д. через $\xi_k, \xi_o, \xi_z, \xi_{ок}, \dots$, получим:

$$(h_{мс})_k = \xi_k \left(\frac{w^2}{2g} \right); (h_{мс})_o = \xi_o \left(\frac{w^2}{2g} \right); (h_{мс})_z = \xi_z \left(\frac{w^2}{2g} \right); (h_{мс})_{ок} = \xi_{ок} \left(\frac{w^2}{2g} \right) \text{ и т.д.} \quad (5.51)$$

К числу местных сопротивлений относятся также потери напора, возникающие при входе жидкости из расходного сосуда в трубопровод (резкое сужение потока) и при выходе из последнего в приемный сосуд (резкое расширение потока). Эти потери напора выразим по аналогии с предыдущими:

$$(h_{мс})_{вх} = \xi_{вх} \left(\frac{w^2}{2g} \right); (h_{мс})_{вых} = \xi_{вых} \left(\frac{w^2}{2g} \right). \quad (5.52)$$

Если трубопровод имеет n_k колен, n_o отводов, n_z задвижек, $n_{ок}$ обратных клапанов и т. д., то потери напора будут выражены следующей суммой:

$$h_{мс} = (\xi_{вх} + n_k \xi_k + n_o \xi_o + n_z \xi_z + n_{ок} \xi_{ок} + \dots + \xi_{вых}) \left(\frac{w^2}{2g} \right) = \sum n \xi \left(\frac{w^2}{2g} \right). \quad (5.53)$$

Если обозначить суммарную длину всех прямолинейных участков трубопровода через $l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + \dots = l$, то получим:

$$h_{\Pi} = H = h'_{\Pi} + h_{мс} = \left[\lambda \left(\frac{l}{d} \right) + \sum n \xi \right] \left(\frac{w^2}{2g} \right). \quad (5.54)$$

С целью создания некоторой универсальности методик расчёта, часто потери напора в местных сопротивлениях рассчитывают через, т.н. потери в эквивалентных прямолинейных участках $l_э$. Покажем это на примере для расчёта сопротивления – колена.

Потери напора на преодоление этого сопротивления можно записать следующим образом:

$$(h_{мс})_к = \xi_к \left(\frac{w^2}{2g} \right) = \lambda [(l_э)_к / d] \left(\frac{w^2}{2g} \right). \quad (5.55)$$

Из полученного равенства можно выразить длину эквивалентного прямолинейного участка $(l_э)_к = d\xi_к/\lambda$. Аналогично можно представить и другие местные сопротивления: отвод - $(l_э)_о = d\xi_о/\lambda$; задвижка - $(l_э)_з = d\xi_з/\lambda$; вход - $(l_э)_вх = d\xi_{вх}/\lambda$ и т.д.

Тогда, суммарный потерянный напор можно выразить через сумму сопротивлений эквивалентных прямолинейных участков трубопровода:

$$h_{п} = H = \left(\lambda/d \right) [l + (l_э)_{вх} + n_к (l_э)_к + n_о (l_э)_о + \dots + (l_э)_{вых}] \left(\frac{w^2}{2g} \right) = \left(\lambda/d \right) \Sigma l_э \left(\frac{w^2}{2g} \right). \quad (5.56)$$

Из уравнений (5.55) и (5.56) можно найти два уравнения для определения скорости потока в трубопроводе:

$$w = \sqrt{\frac{2gH}{\lambda \frac{l}{d} + \Sigma n \xi}} = \sqrt{\frac{2gHd}{\lambda \Sigma l_э}} \quad (5.57)$$

Тогда, объемный расход жидкости в рассматриваемом трубопроводе в соответствии с уравнением объёмного расхода, будет равен:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} w = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2gH}{\lambda \frac{l}{d} + \Sigma n \xi}} = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2gHd}{\lambda \Sigma l_э}}. \quad (5.58)$$

В соответствии с полученным уравнением 5.58 представляется возможным осуществлять практический расчёт любого из перечисленных параметров: расхода жидкости V , диаметра трубопровода d или необходимого напора H .

Из полученного выражения так же следует вывод, что требуемый расход жидкости V в трубопроводе заданной длины и конфигурации может быть достигнут при разных его диаметрах в зависимости от значения напора H , т.к. произведение $H \cdot d$ в этом случае должно оставаться на постоянном уровне: отсюда правило - чем больше напор H , тем меньше требуемый диаметр трубопровода d .

Проведём небольшой анализ экономики процесса транспортирования жидкости.

Обеспечение необходимого напора H при заданном объёмном расходе V равносильно подъему жидкости на высоту H . Очевидно, что пропорционально будет возрастать расход энергии, т.к. $A = \rho g H V$ (Дж). При стоимости энергии C (руб./Дж) денежные затраты на энергию составят $C \rho g H V$ (руб./с). С другой стороны, денежные затраты на эксплуатацию трубопровода (амортизация, ремонт, обслуживание и др.) возрастают с увеличением его длины l и диаметра d , и могут быть выражены произведением bld (руб./с), где b - коэффициент пропорциональности. Следовательно, общие затраты на транспортировку жидкости по трубопроводу могут быть выражены следующим образом:

$$\Delta = C\rho gHV + bld \quad (5.59)$$

С другой стороны, зная математическую зависимость общих затрат на транспортировку жидкости от режимно-технологических и конструктивных параметров (ур-е. 5.59), представляется возможность практически реализовать вопрос об оптимальном диаметре трубопровода. Для этого необходимо определить минимум функции $\Delta=f(d)$, что с математической точки зрения не составляет особого труда.

Необходимо заметить, что при нахождении любого из перечисленных параметров (V , d , H), необходимо предварительное знание коэффициента трения λ . Но как было установлено ранее, методика определения коэффициента трения обуславливается, в первую очередь, гидродинамическим режимом течения жидкости, который так же заранее неизвестен из-за того, что неизвестна скорость течения. Это затруднение легко можно преодолеть, если исключить скорость из выражения для определения критерия Рейнольдса. Для этого, в уравнении для расчёта критерия Re необходимо заменить скорость на объёмный расход жидкости, а эквивалентный диаметр на гидравлический радиус:

$$Re = \frac{wd_{\text{э}}\rho}{\mu} = \frac{V}{S} \frac{4S\rho}{\pi d_{\text{э}}\mu} = \frac{4V}{\pi d_{\text{э}}\mu} = \frac{4G}{\pi\mu} \quad (5.60)$$

Из полученного выражения следует, что гидродинамический режим течения сравнительно легко определяется по заданным расходам, объёмному V ($\text{м}^3/\text{с}$) или массовому G ($\text{кг}/\text{с}$).

Тогда, в этом случае, можно заранее задаться поисковым вариантом режима течения жидкости и заведомо определить соответствующую формулу для расчёта коэффициента трения $\lambda = f(Re)$. Далее находят искомую величину (расход V или диаметр d при заданном напоре H). Принятый режим течения (область значений числа Re) должен быть проверен, и в случае его несоответствия принятому значению, расчёт повторяется с уже новым значением критерия Re . Затем расчёт может вновь повториться. Подобный метод решения получил название метода последовательного приближения. По окончании расчётов необходимым условием завершения расчётов является проверка принятой скорости движения жидкости: величина скорости течения не должна выходить за пределы рекомендуемых значений, которые приводятся в справочной литературе. Ниже в таблице приводятся некоторые справочные данные по выбору скоростей течения.

В настоящее время с внедрением и использованием программных методов расчёта, решение задач по данному методу практически не вызывает затруднений. Более того, значительно расширились возможности поиска наиболее оптимальных режимно-технологических и конструктивных параметров процесса транспортирования жидкостей.

Рекомендуемые скорости движения жидкостей по трубопроводам

Наименование среды и условия движения	Рекомендуемая скорость, м/с
Маловязкие жидкости (вязкость до 0,01Пас) при перекачивании насосом	0,5-3,0
Вязкие жидкости (вязкость выше 0,01Пас) при перекачивании насосом	0,2-1,0
Жидкости при движении самотёком	0,1-0,5
Газы при низком давлении (до 10кПа)	8-15
Газы при повышенном давлении	15-25
Насыщенные пары	15-25
Перегретые пары	20-50

Разветвленные трубопроводы. Разветвленными называются трубопроводы, обеспечивающие одновременную подачу жидкости в несколько точек. Рассмотрим примерную схему такого разветвлённого трубопровода (рис.5.7). Ее можно представить как магистральную линию (диаметром d и длиной l), с конца которой уходит несколько ветвей (диаметры d_1, d_2, d_3, \dots ; длины l_1, l_2, l_3, \dots) в точки потребления жидкости, гидростатические напоры которых относительно общей горизонтальной плоскости отсчета равны H_1, H_2, H_3, \dots

Жидкость из напорного сосуда самотёком под действием гидростатического напора H относительно той же плоскости отсчета движется по системе трубопроводов. Объёмные расходы жидкости по ответвленным трубопроводам составляют V_1, V_2, V_3, \dots , и, следовательно, суммарный расход в магистральной линии равен $V = V_1 + V_2 + V_3 + \dots$. Как правило, искомыми являются диаметры d, d_1, d_2, d_3, \dots , причем, может быть заранее неизвестен напор H_0 в точке разветвления. Основная задача – определить гидравлическое сопротивление трубопровода.

Для решения поставленной задачи можно воспользоваться уже решённой подобной задачей для простого трубопровода, используя понятие эквивалентного прямолинейного трубопровода.

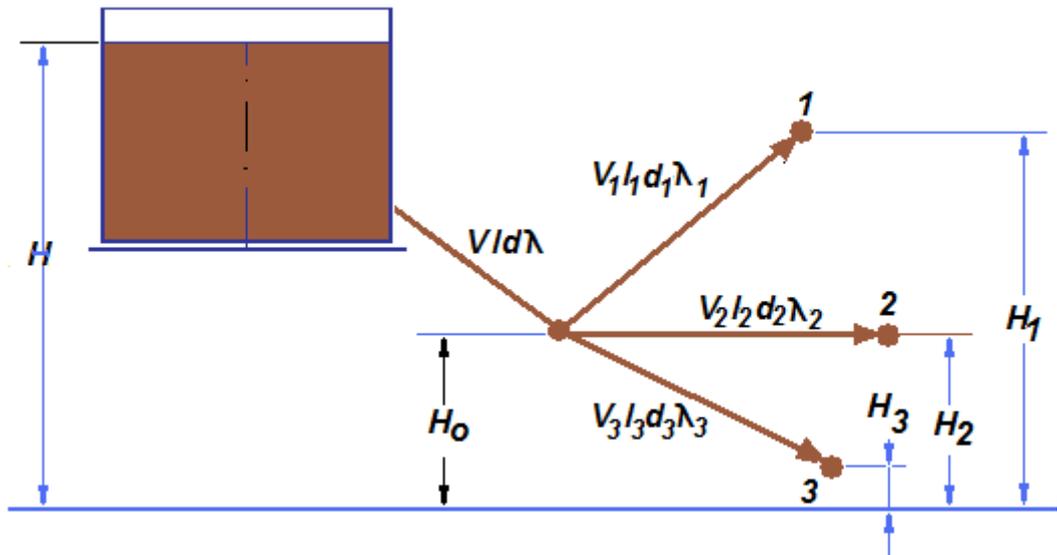


Рис.5.7. Схема разветвлённого трубопровода.

Для решения поставленной задачи можно воспользоваться уже решённой подобной задачей для простого трубопровода, используя понятие эквивалентного прямолинейного трубопровода. Это действительно оказывается удобным инструментом, т.к. позволяет трубопровод любой сложной конфигурации, при проведении гидравлических расчётов, заменить прямолинейным эквивалентной длины (наподобие эквивалентного диаметра). Выразим из ранее полученного уравнения 6.8 необходимый напор, отнесённый на единицу длины эквивалентного прямолинейного трубопровода $H/\Sigma l_э$:

$$\frac{H}{\Sigma l_э} = 0,083 \left(\frac{\lambda V^2}{d^5} \right). \quad (5.61)$$

Если обозначить через $\lambda, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots$ коэффициенты сопротивления в прямых участках разветвлённого трубопровода, а через $\Sigma l_э, \Sigma_1 l_э, \Sigma_2 l_э, \Sigma_3 l_э, \dots$ соответственно суммарные эквивалентные длины этих участков, то можно по подобию уравнения (5.61) записать следующую систему уравнений для сети:

$$\begin{aligned} \frac{(H-H_0)}{\Sigma l_э} &= 0,083 \left(\frac{\lambda V^2}{d^5} \right); & \frac{(H_0-H_1)}{\Sigma_1 l_э} &= 0,083 \left(\frac{\lambda_1 V_1^2}{d_1^5} \right); \\ \frac{(H_0-H_2)}{\Sigma_2 l_э} &= 0,083 \left(\frac{\lambda_2 V_2^2}{d_2^5} \right); & \frac{(H_0-H_3)}{\Sigma_3 l_э} &= 0,083 \left(\frac{\lambda_3 V_3^2}{d_3^5} \right). \end{aligned} \quad (5.62)$$

Соответственно последнее, пятое уравнение, удовлетворяющее условию $V=V_1 + V_2 + V_3$, будет иметь следующий вид:

$$\sqrt{\frac{(H-H_0)d^5}{\lambda \Sigma l_э}} = \sqrt{\frac{(H_0-H_1)d_1^5}{\lambda_1 \Sigma_1 l_э}} + \sqrt{\frac{(H_0-H_2)d_2^5}{\lambda_2 \Sigma_2 l_э}} + \sqrt{\frac{(H_0-H_3)d_3^5}{\lambda_3 \Sigma_3 l_э}}. \quad (5.63)$$

Решение полученной системы, состоящей из пяти уравнений (ур-я 5.62 и 5.63) позволяет определить искомые величины H_0, d, d_1, d_2 и d_3 . Очевидно, что не будет являться проблемой и вопрос подачи жидкости в разветвлённый трубопровод насосом, устанавливаемый пред точкой разветвления.

Трубопровод с непрерывным путевым и транзитным расходами жидкости. В производствах различных технологий (в химической, нефтехимической и других отраслях) часто используются трубопроводы с непрерывным и равномерным (или неравномерным) отводом жидкости по всей их длине L . Выход жидкости из трубопроводов происходит или через множество расположенных близко друг от друга небольших отверстий, просверленных в стенке труб, или через сопла, вставленные в эти отверстия. Вследствие гидравлического сопротивления давление по длине потока непрерывно падает, поэтому для обеспечения равномерного отвода жидкости площадь отверстий или их число должны непрерывно возрастать по мере удаления от начального (входного) сечения трубопровода.

Введём следующие условия и обозначения: отвод жидкости осуществляется равномерно по всей длине трубопровода; v - отвод жидкости, приходящейся на единицу длины трубопровода; L - длина трубопровода; V_T - транзитный расход жидкости; $V_{\Pi} = Lv$ - путевой расход жидкости; $V = V_{\Pi} + V_T$ - общий объём жидкости, поступающий в трубопровод из расходной ёмкости; H_{Π} - полная потеря напора на всей длине трубопровода. Примем условно, что коэффициент гидравлического сопротивления λ по всей длине не изменяется.

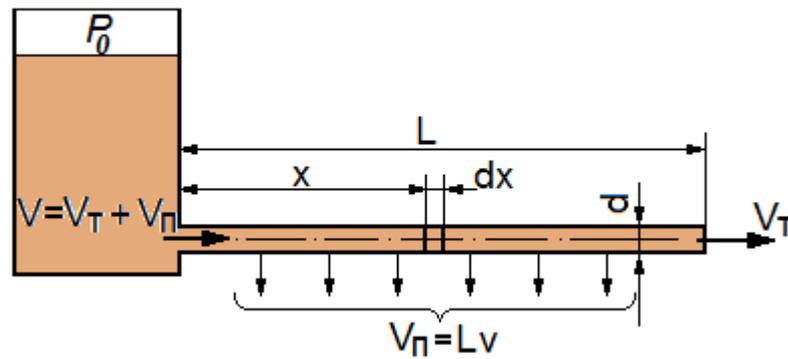


Рис.5.8. Схема трубопровода с путевым и транзитным расходом.

Выделим на трубопроводе на расстоянии от входного участка x элементарный участок трубопровода длиной dx . Потерю напора на этом элементарном участке трубопровода (рис.5.8), можно выразить при помощи уравнения:

$$dh_{\Pi} = \lambda \left(\frac{dx}{d} \right) \left(\frac{w^2}{2g} \right), \quad (5.64)$$

здесь d - диаметр трубопровода; w - скорость потока в рассматриваемом сечении.

Так как на пути x от входа в трубопровод до рассматриваемого сечения dx было отведено жидкости, равное xv , то скорость течения на этом выделенном участке составит (с учётом того, что $V_{\Pi} = V - V_T$):

$$w = \frac{4[V_T + (V_{\Pi} - xv)]}{\pi d^2} = \frac{4[V_T + v(l-x)]}{\pi d^2}. \quad (5.65)$$

Тогда, подставляя найденную скорость по уравнению 6.15 в выражение 6.14, потерю давления на этом участке трубопровода длиной dx можно выразить следующим образом:

$$dh_{\pi} = \frac{\lambda}{2gd} \cdot \frac{16[V_T + v(l-x)]^2}{\pi^2 d^4} dx. \quad (5.66)$$

Откуда после интегрирования в указанных пределах:

$$\int_0^{H_{\pi}} dh_{\pi} = \frac{8\lambda}{g\pi^2 d^5} \int_0^L (V_T + V_{\pi} - vx)^2 dx, \text{ получаем следующее уравнение для расчёта потери напора :}$$

$$h_{\pi} = 0,083 \frac{\lambda L}{d^5} \left(V_T^2 + V_T V_{\pi} + \frac{V_{\pi}^2}{3} \right). \quad (5.67)$$

В частном случае, когда трубопровод работает только на путевой расход без транзитного расхода ($V_T = 0$) потеря напора составит:

$$h_{\pi} = 0,028 \left(\frac{\lambda L V_{\pi}^2}{d^5} \right). \quad (5.68)$$

В заключение необходимо заметить, что ранее было принято допущение, что $\lambda = \text{const}$. В действительности же эта величина изменяется по длине трубопровода соответственно зависимости $\lambda = f(Re)$. Погрешность расчета может стать пренебрежимо малой, если величину λ отнести к средней скорости потока.

5.5. Расчет газопроводов

В отличие от движения капельной жидкости движение газов в трубопроводах обладает существенной особенностью, которая обуславливается его свойством сжимаемости: при изменении абсолютного давления и температуры плотность газов изменяется, что в свою очередь обуславливает изменение объёмного расхода и, следовательно, скорости течения. Массовый расход газа, при этом, остаётся величиной постоянной. При течении газа по трубопроводу, вследствие потерь напора на преодоление гидравлических сопротивлений, его абсолютное давление непрерывно понижается и движение газа сопровождается непрерывным увеличением удельного объема v (уменьшением плотности ρ) и соответственным ростом линейной скорости потока w .

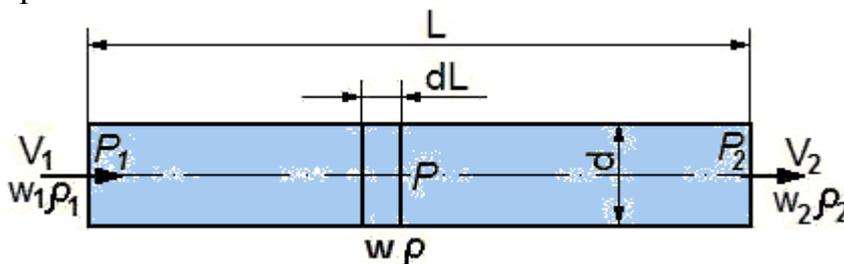


Рис.5.9. Схема участка газопровода.

Для решения задачи о взаимосвязи между режимно-технологическими (скоростью, расходом, плотностью и вязкостью и сопротивлением) и конструктивными (длиной и диаметром трубопровода) параметрами процесса перемещения газов, воспользуемся уравнением Бернулли в

дифференциальной форме применительно к элементарному участку трубопровода длиной dL (рис.5.9):

$$dz + \frac{dp}{\rho g} + \frac{dw^2}{2g} + dh_n = 0. \quad (5.69)$$

Анализ данного уравнения показывает, что пьезометрическим напором, а так же скоростным напором при незначительных давлениях газа без заметного ущерба для точности расчётов, можно пренебречь. Это допущение возможно потому, что из-за сравнительно малого значения плотности величина скоростного напора составляет пренебрежимо малую величину. Тогда, при условии, что $dz \approx 0$ и $\frac{dw^2}{2g} \approx 0$, получим:

$$dP = -\rho g dh_n = \left[-\rho \lambda \left(\frac{dl}{d} \right) \right] \left(\frac{w^2}{2} \right). \quad (5.70)$$

Если массовый расход газа равен G кг/с, то в соответствии с уравнением массового расхода $G = \frac{\pi d^2}{4} w \rho$. Выразив отсюда w и подставив его значение в уравнение 5.70, можно определить необходимую разность давлений для перемещения заданного количества газа:

$$\int_{P_2}^{P_1} dP = P_1 - P_2 = \Delta P = \frac{8 G^2}{\pi^2 d^5} \int_0^L \frac{\lambda}{\rho} dl. \quad (5.71)$$

Расчет по данному уравнению 5.71 возможен в тех случаях, когда заранее известно распределение температуры газа T по длине газопровода. На практике встречаются как изотермические ($T = \text{const}$), так и неизотермические ($T \neq \text{const}$) газовые потоки. Для изотермического потока соблюдаются следующие условия: $\frac{P}{\rho} = \frac{P_1}{\rho_1}$; $w\rho = \text{const}$; $\lambda = \text{const}$. В этом случае уравнение 5.71 принимает следующий вид:

$$\int_{P_2}^{P_1} P dP = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{G^2}{d^5} \int_0^L \frac{\lambda p_1}{\rho_1} dl. \quad (5.72)$$

После интегрирования получаем следующее выражение:

$$G = 0,785 \sqrt{\frac{\rho_1 (p_1^2 - p_2^2) d^5}{\lambda p_1 L}}. \quad (5.73)$$

По полученному уравнению (5.73) несложно определяется необходимый диаметр газопровода d для транспорта заданного количества газа G (кг/с) при заданных начальном и конечном давлениях, либо одну из трех величин (G, d, P_1 или P_2) при заданных остальных двух. При этом, поскольку для трубопровода постоянного сечения $w\rho = \text{const}$, величину коэффициента гидравлического сопротивления λ можно рассчитать по ранее приведенным уравнениям для капельных жидкостей, введя в выражение Re начальные (w_1, ρ_1) или конечные (w_2, ρ_2) значения скорости и плотности газа.

Необходимо отметить, что если разность давлений сравнительно небольшая, т.е. $P_1 - P_2 < 20 \text{ кПа}$, то с достаточной для практики степенью точности расчет возможен по упрощенной формуле:

$p_1 - p_2 = \left[\lambda \frac{L}{d} \right] \left[\frac{w_{cp.}^2}{2} \cdot \rho_{cp.} \right]$, где $w_{cp.}$ и $\rho_{cp.}$ – среднеарифметические значения скорости и плотности газа.

В тех случаях, когда транспортируется газ под высоким давлением в неизотермическом режиме, то для обеспечения точности расчёта необходим полный учёт влияния изменения не только плотности, а следовательно и его скорости, но и вязкости газа на характеристики движения. При этом, всегда следует помнить следующие основные правила, в соответствии с которыми изменяются параметры газа, от зависят гидравлические потери:

1. При понижении давления (повышении температуры) газа его плотность понижается, и, следовательно происходит увеличение объёмного расхода и скорости течения.
2. При повышении давления (понижение температуры) газа его плотность повышается, и, следовательно происходит снижение объёмного расхода и скорости течения.
3. При понижении давления динамическая вязкость газов уменьшается. Такой же эффект наблюдается при понижении температуры.
4. При повышении давления динамическая вязкость увеличивается. Такой же эффект наблюдается при повышении температуры.

Перечисленные выше правила позволяют проводить правильное прогнозирование изменение основных параметров процесса транспортирования газа и целенаправленно осуществлять необходимые действия для их регулирования.

5.6. Истечение жидкостей через отверстия, насадки и водосливы

Как правило, процессы истечения жидкостей из аппаратов или резервуаров происходит через отверстия или насадки (штуцеры), расположенные в днищах или боковых стенках. При этом уровень жидкости может оставаться постоянным (характерно для аппаратов непрерывного действия) или непрерывно падать (опорожнение резервуаров и аппаратов периодического действия). В обоих случаях требуется рассчитать диаметр отверстия или насадки, который обеспечивал бы необходимый расход жидкости при непрерывном истечении или требуемое время опорожнения аппарата или резервуара. Обе задачи, как показано ниже, решаются с помощью уравнения Бернулли.

Истечение при постоянном уровне (напоре). На рис.5.10 (а и в) приведены схемы процессов истечения жидкости из отверстия в днище сосуда и в боковой стенке. Процессы истечения могут происходить не только из отверстий, но и через насадки различной конфигурации (рис.5.9 б). Рассмотрим вначале процесс истечения из отверстия в днище сосуда. Введём следующие обозначения: h – уровень жидкости в аппарате; P_1 – давление на свободную поверхность жидкости; F – площадь горизонтального сечения аппарата; f – площадь отверстия в днище аппарата. Давление P_1 на

свободную поверхность уровня и уровень жидкости h поддерживаются постоянными. Для двух сечений АВ и CD запишем уравнение Бернулли:

$$h + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{w^2}{2g(1+\xi)}. \quad (5.74)$$

здесь: w_1 - скорость движения жидкости в аппарате; P_2 - давление в среде, куда жидкость вытекает; w - искомая скорость истечения жидкости в отверстии; ξ - коэффициент местного сопротивления, учитывающий потерю напора в отверстии.

Дополняя уравнение 5.74 уравнением объёмного расхода $w_1 F = wf$, решим полученную систему уравнений относительно скорости истечения w . В результате получим следующее выражение:

$$w = \sqrt{\frac{2g\left(h + \frac{P_1 - P_2}{\rho g}\right)}{1 + \xi - \frac{f^2}{F^2}}} = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \xi - \frac{f^2}{F^2}}}. \quad (5.75)$$

В полученном уравнении $H = h + \frac{P_1 - P_2}{\rho g}$ представляет полный напор. В случае, если над свободной поверхностью уровня жидкости давление равно давлению в окружающей среде, т.е. $P_1 - P_2 = 0$, то полный напор равен уровню жидкости в аппарате $H = h$.

В случае, если $f \ll F$, то с достаточной степенью точности для практических расчетов отношением $\frac{f^2}{F^2}$ в уравнении 5.75 можно пренебречь, и тогда это уравнение будет представлено в другом варианте:

$$w = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}} \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH}. \quad (5.76)$$

В этом уравнении коэффициент $\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}}$ получил название коэффициента скорости истечения: его величина может изменяться изменяющийся в пределах 0,960-0,994 и зависит от толщины днища. Из полученного уравнения 5.76 следует, что скорость истечения жидкости меньше скорости ее свободного падения $\sqrt{2gH}$.

В действительности, как свидетельствуют опытные данные, объёмный расход жидкости через отверстие оказывается меньше, чем он определяется из уравнения объёмного расхода. Эксперименты показали, что сечение вытекающей струи меньше сечения отверстия $f_c < f$ за счёт сжатия струи. Это особенно явно обнаруживается при истечении жидкостей из отверстий в тонких стенках или со стенками с заостренными краями. Отношение площади сечения струи к площади отверстия $\frac{f_c}{f} = \varepsilon$ получило название коэффициента сжатия струи. Величина коэффициента сжатия зависит от толщины стенки, от формы отверстия и его расположения относительно боковых стенок аппарата. На практике значения ε для круглых отверстий достигают порядка 0,60-0,64. Учитывая практическую поправку на сжатие, действительный расход жидкости при истечении из отверстия в дне сосуда можно рассчитать по уточнённому выражению, которое приводится во многих справочниках по гидравлическим процессам:

$$V = f_c w = \varepsilon \varphi f \sqrt{2gH} = \mu_u f \sqrt{2gH}. \quad (5.77)$$

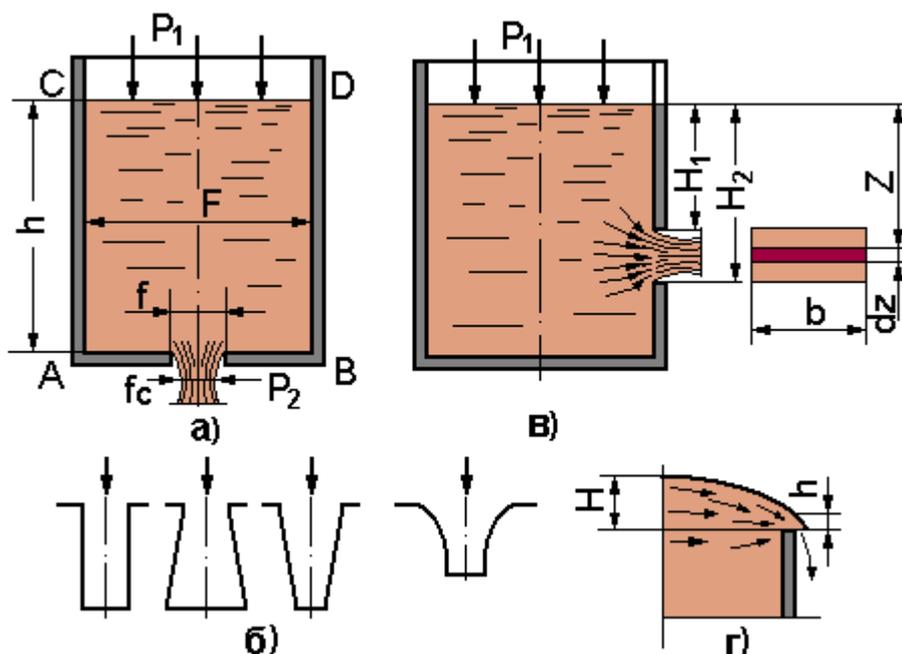


Рис.5.10. Схемы процессов истечения жидкостей при постоянном уровне:
 а) истечение из отверстие в днище аппарата; б) формы насадок;
 с) истечение через отверстия в боковой стенке; г) водослив

В полученном уравнении 5.77 коэффициент $\mu_u = \varepsilon \varphi$ получил название коэффициента расхода при истечении и определяется опытным путем. Как свидетельствуют многочисленные эксперименты, например, для круглых отверстий этот коэффициент расхода в среднем составляет $\mu_u = 0,62$.

С целью увеличения коэффициента расхода, а, следовательно, и для увеличения объёмного расхода, отверстия снабжают насадками различной конфигурации (рис.5.9 б). Насадок представляет собой короткую трубку (патрубок), которая закрепляется в отверстии. Длина насадка превышает его диаметр в 3-4 раза. Эксперименты показывают, что при использовании насадок коэффициент расхода μ_u значительно возрастает: для цилиндрического канала $\mu_u = 0,82$; для расходящегося конического $\mu_u = 0,45$; для сходящегося конического $\mu_u = 0,97$.

Примечание: приведенные значения μ_u установлены в опытах по истечению воды и являются несколько завышенными в случае истечения более вязких жидкостей; зависимость μ_u от вязкости, однако, до сих пор не установлена.

Истечение жидкости из большого отверстия в боковой стенке сосуда (рис.5.9.в) протекает с определенными особенностями. Дело в том, что напор не одинаков по высоте отверстия, а возрастает от H_1 в верхней его части до H_2 в нижней части (см.рис.5.9 в). С целью определения расхода жидкости выделим в площади бокового отверстия элементарную площадку высотой dz . Эту площадку можно рассматривать как отверстие, которое находится под действием постоянного напора Z . В этом случае, расход жидкости через

такое элементарное отверстие, согласно уравнению 5.77, можно определить аналогичным образом: $dV = \mu_{\text{и}} b \sqrt{2gZ} dz$. Проинтегрировав полученное уравнение от 0 до V и от $Z_1 = H_1$ до $Z_2 = H_2$, получим следующее уравнение:

$$V = \frac{2}{3} \mu_{\text{и}} b \sqrt{2g} \left(H_2^{\frac{3}{2}} - H_1^{\frac{3}{2}} \right). \quad (5.78)$$

В тех случаях, когда высота отверстия очень мала по сравнению с H_1 и H_2 , расход можно определять по уравнению 8.4, подставляя значение H , равное расстоянию от центра отверстия до поверхности уровня.

В некоторых технологических процессах на пути потока жидкости устанавливают перегораживающий порог, через который происходит перелив жидкости струей плоского сечения толщиной h (см. рис.8 г). Такое устройство обычно называется водосливом. На некотором удалении от порога уровень жидкости над ним больше $H \gg h$. По этой причине скорость подхода жидкости к порогу намного меньше скорости переливающейся струи и в практических расчётах не учитываются. В этом случае расход жидкости через водослив можно рассматривать как истечение через «полузамкнутое» отверстие, т.е. отверстие без верхней стороны высотой h и шириною, равной ширине порога b . Тогда, используя уравнение 5.77 можно записать:

$$V = \mu_{\text{и}} b h \sqrt{2g(H-h)}. \quad (5.80)$$

Проведённые эксперименты показали, что толщина струи над порогом соответствует максимальному расходу при данном располагаемом напоре. Следовательно, если продифференцировать уравнение 8.6 по переменной величине толщины струи h , то в точке экстремума, где производная обращается в нуль, расход должен быть максимальным:

$$\frac{dV}{dh} = \mu_{\text{и}} b \sqrt{2g} \left(\sqrt{H-h} - \frac{h}{2\sqrt{H-h}} \right) = 0. \quad (5.81)$$

Из полученного выражение было определено, что $h = \frac{2}{3} H$. Тогда, комбинируя выражение для $h = \frac{2}{3} H$ с выражениями для расчёта объёмного расхода V , получим:

$$V = \left(\frac{2}{3} \sqrt{3} \right) \mu_{\text{и}} b \sqrt{2gH} \sqrt{H} = m b H \sqrt{2gH}. \quad (5.82)$$

В полученном выражении $m = \left(\frac{2}{3} \sqrt{3} \right)$ и $\mu_{\text{и}} \approx 0,4$.

Истечение при переменном уровне. Опорожнение аппаратов и резервуаров сопровождается понижением уровня жидкости во времени, поэтому истечение происходит с падающей скоростью. На рис.5.10 приведена схема сферического резервуара для хранения жидкостей. Подобные резервуары, обладая целым рядом преимуществ по сравнению с другими, находят всё большее применение в промышленности. Истечение жидкости происходит при переменном понижающемся уровне жидкости в резервуаре Z . Кроме того площадь поперечного сечения такого резервуара F так же является переменной величиной. Резервуар снабжён отверстием в

днище, площадь которого составляет f . В начальный период времени высота уровня жидкости составляла H . Через некоторый промежуток времени после начала истечения жидкости её уровень понизился. Свободная площадь поверхности уровня жидкости на некоторой промежуточной высоте Z стала составлять F_c . Составим материальный баланс по жидкости за элементарный период времени dt . За элементарный промежуток времени dt уровень жидкости в аппарате понизится на величину dz . Тогда, за этот же промежуток времени через отверстие уйдет объём жидкости, равный $v = F_c dz$. В свою очередь, этот объём, согласно уравнению 5.77, можно выразить следующим образом: $v = F_c dz = \mu_{\text{н}} f \sqrt{2gz} dz$. Тогда, в соответствии с полученным выражением время полного опорожнения резервуара составит:

$$\tau = \frac{1}{\mu_{\text{н}} f \sqrt{2g}} \int_0^H \frac{F_c dz}{\sqrt{z}}. \quad (5.83)$$

Уравнение 5.83 позволяет рассчитать время полного или частичного опорожнения от H до любого H_1 аппарата любой формы, если известна зависимость $F_c = \varphi(z)$.

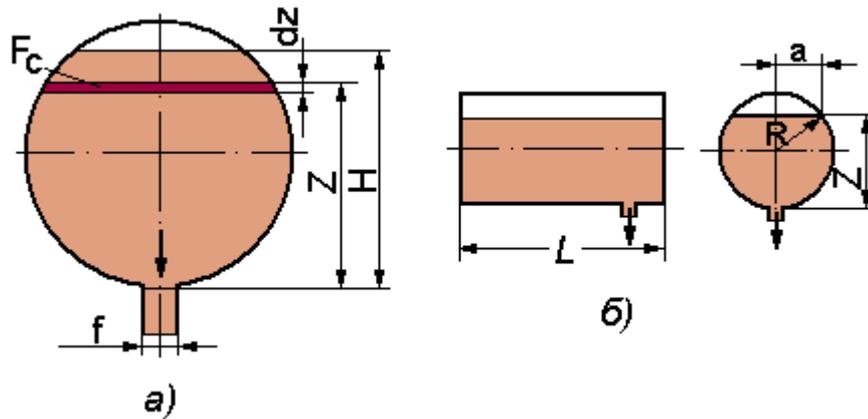


Рис.5.11. Схема процесса истечения жидкости при переменном уровне: а)- истечение из сферического резервуара; б) истечение из цистерны.

В самом простейшем случае, когда площадь поперечного сечения аппарата постоянна по высоте ($F_c = const$, например, вертикальный аппарат цилиндрической или призматической формы), то получим:

$$\tau = 2 \left(\frac{F_c \sqrt{H}}{\mu_{\text{н}} f \sqrt{2g}} \right) = 2 \frac{F_c H}{\mu_{\text{н}} f \sqrt{2gH}}. \quad (5.84)$$

В полученном выражении произведение $F_c H$ выражает начальный объём жидкости в резервуаре, а $\mu_{\text{н}} f \sqrt{2gH}$ - объём вытекающей жидкости в одну секунду при $H = const$. Полученное выражение (5.84) показывает, что для опорожнения резервуара постоянного сечения требуется в два раза больше времени, чем для истечения из аппарата такого же объёма жидкости при постоянном уровне $H = const$.

Рассмотрим, в качестве примера, истечение жидкости при опорожнении горизонтальной цилиндрической цистерны длиной l и

радиусом сечения R (рис.5.11б). Для определения времени истечения τ вначале необходимо

предварительно найти зависимость F_c от z . Площадь свободного уровня жидкости в цистерне на высоте Z составит (как площадь прямоугольника):

$F_c = 2al$; $a = \sqrt{R^2 - (z - R)^2}$; $F_c = 2l\sqrt{2Rz - z^2}$. Тогда, после подстановки найденной площади в уравнение 5.84, время истечения составит:

$$\tau = \frac{2l}{\mu_{nf}\sqrt{2g}} \int_0^{2R} \frac{\sqrt{2Rz - z^2}}{\sqrt{z}} dz = \frac{4}{3} \cdot \frac{l}{\mu_{nf}\sqrt{2g}} (2R)^{\frac{3}{2}}. \quad (5.85)$$

Аналогичным образом решается подобная задача и для других ёмкостей.

5.7. Движение жидкости (газа) через неподвижные слои зернистых материалов и насадок

Интенсивность многих химико-технологических процессов, особенно в области массообменных процессов, таких как абсорбция, десорбция, процессы перегонки и ректификации, гетерогенного катализа, включая процессы каталитического крекинга и т.д. определяются поверхностью контакта фаз. Как правило, все эти процессы осуществляются в аппаратах колонного типа, которые представляют собой вертикальные цилиндрические аппараты диаметром от одного до 3,5 метров и высотой до нескольких десятков метров (см.рис.5.12). Внутри в этих аппаратах располагаются или контактные устройства, которые обеспечивают контакт между жидкостью и газом (или паром), или зернистые слои твёрдых материалов (рис.5.12б), которые сами непосредственным образом участвуют в технологических процессах. В первом случае в качестве контактных устройств используются либо тарелки, либо специальные твёрдые тела, которые получили название насадочных тел (см.рис.5.12в,г). В процессе противоточного движения на поверхности зёрен или насадочных тел между фазами протекают самые разнообразные процессы тепло-массообмена. Очевидно, чем выше поверхность контакта фаз, тем эффективнее процесс. Однако с повышением межфазной поверхности возрастает гидравлическое сопротивление таких колонных аппаратов. Поэтому, как правило, все колонные аппараты подобного типа работают в оптимальных гидродинамических режимах. И одной из прикладных задач гидродинамики является задача о гидравлическом сопротивлении слоёв зернистых материалов или насадок.

По существу этот вопрос представляет собой смешанную задачу гидродинамики, когда течение жидкости или газа через слой насадки можно рассматривать как течение внутри замкнутых каналов, или как внешнее обтекание жидкостью дискретных твёрдых тел различной конфигурации.

При изучении гидродинамики зернистых слоёв, в виду сложности процесса, часто используют физические модели. Одними из наиболее распространённых моделей являются слои из сферических зёрен или насадок, одинакового или разного размера. В первом случае такой слой получил название монодисперсного слоя, а второй – полидисперсного. При этом под дисперсностью понимается величина обратная среднему размеру зёрен.

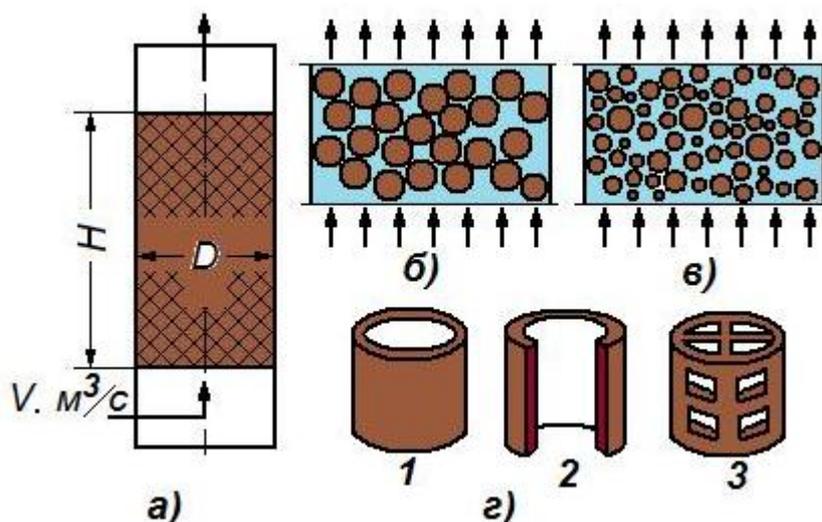


Рис.5.12. К вопросу гидродинамики зернистых слоёв и насадок:

а)- схема аппарата, заполненного слоем зёрен или насадок; б) и в) – соответственно моно- и полидисперсные слои; г)- примеры насадочных тел:

1- кольца Рашига (размер от 50X50 или 100X100 мм); 2-кольца Рашига в разрезе; 3- кольца Палля (размеры те же).

Важнейшими характеристиками зернистых слоёв являются относительная объемная доля пустот ε (порозность слоя), размер зёрен d , их форма и удельная поверхность f ($\text{м}^2/\text{м}^3$), значение которой определяет величину внешней поверхности зёрен, приходящихся на 1 м^3 слоя. Если в объеме зернистого слоя $V \text{ м}^3$ содержится $V_T \text{ м}^3$ твёрдого материала, то порозность определяется как отношение объёма пустот к общему объёму слоя, т.е.:

$$\varepsilon = \frac{V - V_T}{V} = 1 - \frac{V_T}{V}. \quad (5.86)$$

Обозначив через ρ_n насыпную плотность зернистого материала, т.е. массу слоя, отнесённую к 1 м^3 слоя частиц, а через ρ_T - плотность самого материала и принимая во внимание, что масса слоя равна массе твёрдых частиц

$V_{\text{сл}}\rho_n = V_T\rho_T$, то получим ещё одно выражение для определения порозности:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_n}{\rho_T}. \quad (5.87)$$

Величину удельной поверхности слоя частиц можно выразить произведением числа таких частиц в 1 м^3 слоя на поверхность одной частицы. Среднее число сферических частиц в 1 м^3 слоя можно выразить отношением относительного объёма частиц в слое к объёму одной частицы. Учитывая, что поверхность одной шарообразной частицы равна $s = \pi d^2$, то удельная поверхность a , ($\text{м}^2/\text{м}^3$) выразится так:

$$f = \frac{6(1-\varepsilon)}{\pi d^3} \pi d^2 = \frac{6(1-\varepsilon)}{d}. \quad (5.88)$$

Течение жидкости в слое происходит в межчастичном пространстве – каналах слоя, конфигурация которых довольно сложна. Если рассматривать течение жидкости по каналам слоя с позиций внутренней задачи гидродинамики, то в качестве основной характеристики каналов является их гидравлический радиус или эквивалентный диаметр.

В слое зёрен, поперечное сечение и высота которого соответственно равны S и H , суммарная поверхность всех каналов, равная суммарной поверхности всех частиц, составляет $SHf = Vf$, а их суммарное живое сечение равно εS . Эквивалентный (гидравлический) диаметр канала, как известно, выразится так:

$$d_{\text{э}} = \frac{4\varepsilon F}{Ff} = \frac{2}{3} \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} d. \quad (5.89)$$

Для определения гидравлического сопротивления (перепада давлений ΔP) зернистого слоя высотой H и площадью поперечного сечения S можно воспользоваться уже известным выражением :

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w_{\text{и}}^2}{2} \rho_{\text{ж}}. \quad (5.90)$$

здесь l – длина каналов; $w_{\text{и}}$ – средняя скорость движения жидкости (газа) в каналах слоя.

Длину каналов целесообразно выразить через высоту слоя, введя поправку на извилистость (кривизну) каналов $l = \varphi H$, при чём $\varphi > 1$. Истинную скорость течения жидкости в каналах так же целесообразно заменить через т.н. фиктивную скорость (w), т.е. на среднюю скорость течения, рассчитанную на полное сечение аппарата. В этом случае истинная и средняя скорость связаны между собой посредством величины порозности слоя, $w_{\text{и}} = \frac{w}{\varepsilon}$.

После подстановки значений l , d и $w_{\text{и}}$ в уравнение 5.90 получим:

$$\Delta P = \lambda \varphi H \frac{3(1-\varepsilon)w^2 \rho_{\text{ж}}}{4d\varepsilon^3}. \quad (5.91)$$

Величина коэффициента гидравлического сопротивления λ является функцией режима течения (Re). Специфической особенностью процессов гидродинамики жидкостей при их течении в зернистых слоях, является то, что в подавляющем большинстве ввиду сравнительно малых значений величины диаметра твёрдых частиц, а следовательно и диаметра каналов, жидкость движется в основном в ламинарном гидродинамическом режиме. Тогда для ламинарного режима уравнение для расчёта гидравлического сопротивления слоя зёрен можно представить следующим образом:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64\mu_{\text{ж}}}{w_{\text{и}}d_{\text{э}}\rho_{\text{ж}}} = \frac{3 \cdot 64\mu_{\text{ж}}(1-\varepsilon)}{2wd\rho_{\text{ж}}}, \quad \text{и тогда уравнение 5.91 принимает вид:}$$

$$(\Delta P)_{\text{лам}} = 72\varphi H \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\mu_{\text{ж}}w}{d^2} \varphi H. \quad (5.92)$$

В заключении необходимо заметить, что критические числа Рейнольдса, характеризующие ламинарность потоков, при течении жидкостей через зернистые слои существенно ниже, чем при течении в трубах. Эти значения

критерия Рейнольдса составляют $Re < 2$. Кроме того, чрезвычайно трудно математически выразить и коэффициент кривизны каналов φ .

Для турбулентного же режима аналитически выразить величину коэффициента сопротивления λ практически не представляется возможным. В связи с вышеуказанными причинами, на практике часто используются полуэмпирические или чисто эмпирические уравнения, например, универсальное полуэмпирическое уравнение:

$$\Delta P = \left[150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\mu_{ж} w}{d^2} + 1,75 \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} \frac{\rho_{ж} w^2}{d} \right] H. \quad (5.93)$$

Все вышеприведённые уравнения можно с успехом применять и к зёрнам или частицам несферической формы, используя соответствующие поправки. Все эти поправочные коэффициенты являются справочными величинами.

5.8. Движение твёрдых тел в жидкостях

Перечень технологических процессов, связанных с гидродинамикой движения твёрдых (да и не только твёрдых, но и капель жидкости) весьма обширен. Достаточно упомянуть процессы разделения (сепарации) неоднородных систем.

В целом задача сводится к решению внешней задачи гидродинамики, главным вопросом которой является определение скорости движения твёрдых тел. Если же применить принцип относительности, то задачи гидродинамики в этом случае представляются более чем обширными, т.к. касаются вопросов гидродинамики летательных аппаратов. В простейшем случае задача сводится к определению скорости осаждения (всплытия) твёрдых частиц в жидкости.

На рис.5.13 приведена схема взаимодействия сил, возникающих при движении шарообразной частицы в поле действия гравитационных сил. Сила сопротивления среды, которая противодействует движению тела, определяется в соответствии с уравнением Ньютона:

$$F_c = \xi S \left(\frac{\rho_{ж} w^2}{2} \right), \quad (5.94)$$

здесь: ξ - коэффициент лобового сопротивления; S - площадь проекции тела на плоскость, перпендикулярную к направлению его движения (площадь Миделя); $\rho_{ж}$ - плотность жидкости; $w=w_{ос}$ – скорость движения, соответствующая скорости осаждения.

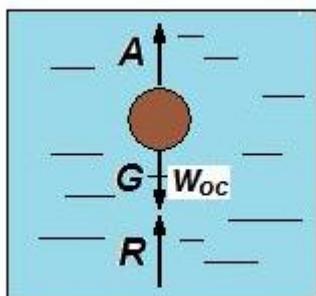


Рис.5.13. Схема действия сил на шарообразное тело, погружённое в жидкость:

A – Архимедова сила выталкивания;

G – сила тяжести;

R – сила сопротивления жидкости среды, возникающая при движении тела.

Величина скорости осаждения w_{oc} определяется на основе баланса сил, действующих на тело для условий его равномерного движения, когда скорость устанавливается на постоянном уровне. Для этих условий по закону Даламбера, равнодействующая всех сил должна равняться нулю.

Составленный баланс сил будет выглядеть следующим образом: $A+R-G=0$.

Выразим каждую силу в соответствии с её определением:

$A = \frac{\pi d^3}{6} \rho_{ж} g$ – (на тело, погружённое в жидкость действует выталкивающая сила, равная весу вытесненной жидкости – закон Архимеда);

$G = \frac{\pi d^3}{6} \rho_{т} g$ – (сила веса определяется произведением массы тела на ускорение свободного падения);

$R = F_c = \xi S \left(\frac{\rho_{ж} w^2}{2} \right) = \xi \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{\rho_{ж} w^2}{2} \right)$, (сила лобового сопротивления пропорциональна потери скоростного напора).

После подстановки выражений для всех сил в балансовое уравнение и выразив скорость осаждения, получим следующее уравнение:

$$w_{oc}^2 = \frac{4gd(\rho_{т}-\rho_{ж})}{3\xi\rho_{ж}}. \quad (5.95)$$

В результате многочисленных экспериментов было установлено, что величина коэффициента сопротивления ξ среды обуславливается гидродинамическим режимом осаждения (движения) твёрдого тела (частицы). При этом режим осаждения оценивается при помощи модифицированного критерия Рейнольдса: $Re_{oc} = \frac{w_{oc} d \rho_{т}}{\mu_{ж}}$. Установлены следующие режимы осаждения и соответственно уравнения для расчёта ξ :

1. $Re_{oc} < 0,2$ (по данным многих авторов это значение колеблется от 0,2 до 2) - ламинарный режим осаждения. Для него $\xi = 24/Re_{oc}$.
2. $Re_{oc} > (0,2 - 500)$ - переходный режим. Для него $\xi = 18,5/Re_{oc}^{0,6}$.
3. $Re_{oc} > 500$ - автомодельный режим, $\xi = 0,44 = const$.

Подстановкой каждого из вышеперечисленных значений коэффициента сопротивления в уравнение 5.95 можно рассчитать соответствующую скорость осаждения, которая в большинстве случаев является отправной точкой для расчёта режимно-технологических и конструктивных характеристик процессов разделения неоднородных систем в поле действия различных сил. Например, расчёт процессов осаждения в гравитационных отстойниках и определение их геометрических размеров; расчёт процессов разделения в центробежных полях (в циклонах и гидроциклонах) и т.д.

5.9. Гидравлический удар в трубопроводах

При резком изменении скорости жидкости в трубопроводе её кинетическая энергия преобразуется в потенциальную энергию давления, которая расходуется на работу сжатия жидкости и деформацию стенок трубопровода. Результатом такого действия могут являться гидравлические удары, вибрация, что в конечном итоге может служить причиной разрушения трубопроводов и технологического оборудования. Это явление в

гидродинамике известно во всём мире под названием гидравлического удара и было подробно исследовано проф. Н.Е.Жуковским.

Если на трубопроводе длиной L , по которому движется жидкость, мгновенно закрыть задвижку, то перед ней немедленно повысится давление на величину $p_{уд}$. Это повышение давления будет распространяться в направлении, противоположном направлению движения жидкости, со скоростью $w_{уд}$, которая получила название скорости распространения ударной волны. По истечении времени, равном отношению длины трубопровода L к скорости $w_{уд}$, т.е. $\tau = L / w_{уд}$, вся жидкость в трубопроводе оказывается сжатой и в последующий период времени движется назад – в обратном направлении. За промежуток времени от $\tau_1 = L / w_{уд}$ до $\tau_2 = 2L / w_{уд}$, давление в трубопроводе принимает первоначальное значение, однако возвратное движение продолжается до момента времени $\tau_3 = 3L / w_{уд}$. В результате происходит быстрое понижение давления по сравнению с первоначальным. В свою очередь это порождает новое обращение движения, вызывая периодическое повышение и понижение давления с частотой, равной $\nu = w_{уд} / 2L$.

Наибольшая величина ударного давления равна $p_{уд} = \rho w w_{уд}$: здесь w – средняя скорость движения жидкости в трубопроводе). Такое давление создаётся тогда, когда время, в течение которого закрывается задвижка $\tau_{закр}$, меньше времени $\tau_2 = 2L / w_{уд}$. Если время закрытия меньше времени обратного движения ударной волны $\tau_{закр} < \tau_2$, то ударное давление $p_{уд}$, с учётом того, что $\tau_2 = 2L / w_{уд}$, может быть определено по уравнению:

$$p_{уд} \approx \rho w w_{уд} \frac{\tau_2}{\tau_{закр}} = \frac{2\rho w L}{\tau_{закр}}. \quad (5.96)$$

Проф. Н.Е.Жуковским было получено уравнение, которое впоследствии получило название формулы Жуковского (или уравнения гидравлического удара), по которому можно рассчитать скорость распространения ударной волны:

$$w_{уд} = \frac{1}{\sqrt{\rho \left(\frac{1}{E_{ж}} + \frac{d}{\delta E_{тр}} \right)}}, \quad \text{или} \quad w_{уд} = \frac{w_{зв}}{\sqrt{1 + \frac{E_{ж} d}{E_{тр} \delta}}}. \quad (5.97)$$

здесь: ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; $E_{ж}$, и $E_{тр}$ – соответственно модули упругости жидкости и материала стенок трубопровода, $\text{Н}/\text{м}^2$; $w_{зв} = \sqrt{\frac{E_{жс}}{\rho}}$ – скорость распространения звука в жидкости; d и δ – диаметр трубопровода и толщина стенки, соответственно, м.

Явление гидравлического удара является проявлением одного из видов неустановившегося течения, которое описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial H}{\partial x} = i_f + \frac{1}{g} \frac{\partial w}{\partial \tau} - \frac{w}{g} \frac{\partial w}{\partial x} \\ \frac{\partial H}{\partial \tau} - w \frac{\partial H}{\partial x} = \frac{w_{уд}^2}{g} \frac{\partial w}{\partial x} \end{array} \right. \quad (5.98)$$

В этих уравнениях (5.98): $H = z + p/(\rho g)$ – пьезометрический напор; i_f – уклон трения (потеря энергии на трение на единице длины трубы, т.е. $h_{тр}/L$); x – линейная координата, совпадающая с осью трубы.

Если длина трубопровода не очень велика, то уклоном i_f пренебрегают. Кроме того, как показывают расчётные и практические данные, величинами $w \frac{\partial H}{\partial x}$ и $w \frac{\partial w}{\partial x}$, из-за их сравнительно небольшого значения, так же можно пренебречь. Для проведения дальнейших анализов и расчётов дополнительно используют уравнения удара волны в виде:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial \tau^2} = w_{уд}^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}; \quad \frac{\partial^2 H}{\partial \tau^2} = w_{уд}^2 \frac{\partial^2 H}{\partial x^2}. \quad (5.99)$$

Поскольку уклоном трения i_f и скоростным напором $w^2/2g$ пренебрегают, то при установившемся движении пьезометрический напор по длине трубы будет постоянным.

В конечном итоге уравнения 5.98 приводятся к двум волновым уравнениям, общие решения которых применительно к схеме на рис. имеют следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} H - H_0 = f\left(\tau - \frac{x}{w_{уд}}\right) + \varphi\left(\tau + \frac{x}{w_{уд}}\right) \\ w - w_0 = -\frac{g}{w_{уд}} \left[f\left(\tau - \frac{x}{w_{уд}}\right) - \varphi\left(\tau + \frac{x}{w_{уд}}\right) \right] \end{array} \right. \quad (5.100)$$

В этих уравнениях: H_0 и w_0 -соответственно пьезометрический напор и скорость в трубе при установившемся движении; f и φ - произвольные функции.

В результате решения вышеприведённых уравнений Жуковским и было получено известное уравнение 5.98.

По данному уравнению для различных труб были просчитаны значения скоростей распространения ударной волны и результаты расчётов приведены в таблице 5.1. Расчёты были проведены для скорости звука в воде $w_{зв} \approx 1345 \frac{м}{с}$ при давлениях на уровне $10^2 \div 25 \cdot 10^2$ кПа и температуре $t=10^0$ С.

Единицей времени в теории гидравлического удара служит «фаза удара», т.е. время θ пробега ударной волной двойной длины трубопровода L (назад и обратно): $\theta = 2L/w_{уд}$

В зависимости от закона закрытия или открытия затвора и параметров трубы возникают так называемые **прямой** или **непрямой** гидравлические удары.

Расчётные значения скорости распространения ударной волны в различных трубах

D, мм	Стальные трубы		Чугунные трубы		Асбоцементные трубы	
	$\delta, мм$	$w_{y\delta}, м/с$	$\delta, мм$	$w_{y\delta}, м/с$	$\delta, мм$	$w_{y\delta}, м/с$
50	4,0	1355	7,5	1340	9,0	1130
75	4,0	1315	8,0	1300	9,0	1040
100	5,0	1310	8,5	1280	11,0	1025
125	5,0	1280	9,0	1250	12,0	990
150	6,0	1280	9,5	1235	14,0	980
200	6,0	1240	10,5	1200	16,0	940
250	6,0	1205	11,5	1175	19,0	930
300	7,0	1200	12,5	1160	23,0	925
350	7,0	1170	13,0	1140	27,0	925
400	8,0	1170	14,0	1120	30,0	920
450	8,0	1148	15,0	1110	34,0	920
500	8,0	1125	16,0	1100	38,0	920
600	9,0	1110	18,0	1085	45,0	920
700	9,0	1075	21,0	1085	-	-
800	10,0	1071	24,0	1085	-	-
900	11,0	1060	27,0	1085	-	-
1000	12,0	1060	30,0	1085	-	-

Прямой удар возникает, если время закрытия (открытия) меньше фазы удара ($\tau_{\text{закр}} \leq \theta$). Ударное изменение пьезометрического напора в этом случае определяется формулой

$$H_k - H_0 = \frac{w_{y\delta}}{g} (w_0 - w_k), \quad (5.101)$$

здесь H_0 , v_0 и H_k и w_k – соответственно напор и скорость в трубопроводе перед затвором до удара и в конце процесса закрытия (открытия).

Если затвор закрывается полностью, то $w_k = 0$ и ударное изменение напора выражается формулой Жуковского для прямого удара:

$$H_k - H_0 = \Delta H = \frac{w_{y\delta} w_0}{g}. \quad (5.102)$$

Учитывая, что для стальных трубопроводов $w_{y\delta} \approx 1000 \frac{м}{с}$, можно принять $\Delta H = 100w_0$, где w_0 в м/с.

Непрямой удар имеет место, если закрытие (открытие) происходит за время $\tau > \theta$. Для непрямого удара из ур.5.100 можно вывести т.н. цепные уравнения, которые связывают значения скорости перед задвижкой $w_{i\theta}$ с соответствующими значениями напора $H_{i\theta}$ в конце каждой из фаз в течение времени закрытия $\tau_{\text{закр}}$:

$$\left\{ \begin{array}{l} H_{\theta} - H_0 = \frac{w_{y\theta}}{g} (w_0 - w_{\theta}); \\ H_{\theta} + H_{2\theta} - 2H_0 = \frac{w_{y\theta}}{g} (w_{\theta} - w_{2\theta}); \\ H_{n\theta} + H_{(n+1)\theta} - 2H_0 = \frac{w_{y\theta}}{g} \cdot [w_{n\theta} - w_{(n+1)\theta}] \end{array} \right. , \quad (5.103)$$

где индексами θ и 2θ отмечены значения напора и скорости в конце каждой из n фаз, составляющих в сумме интервал времени закрытия (открытия) $\tau_{\text{закр}}$.

Закон изменения скорости движения жидкости перед задвижкой $w = F(\tau)$ может быть известен. Тогда известны и значения правых частей всей цепочки уравнений (5.103). В этом случае, последовательно вычисляя $H_{i\theta}$ (начиная с $i=1$), с помощью уравнений (5.103) можно построить график изменения напора от фазы к фазе и по нему найти максимальное (или минимальное) значение напора, а следовательно и давления. Однако во многих случаях скорость w перед задвижкой может быть определена только по известным значениям напора. Например, при свободном истечении через задвижку справедлив квадратичный закон (ур-е 5.80). В этом случае, используя вводя относительные величины $w_{y\theta} = \Omega/\Omega_{\text{макс}}$; $\xi = H/H_0$; $\rho = w_{y\theta} w_{mp}/(2gH_0)$, (где Ω и $\Omega_{\text{макс}}$ соответственно текущее и максимальное значения площади проходного отверстия задвижки; w_{mp} - скорость в трубе при $\Omega = \Omega_{\text{макс}}$ и $H=H_0$; ρ - некоторый условный параметр параметр параметр), систему уравнений 5.103 можно представить в безразмерной форме:

$$\left\{ \begin{array}{l} \xi_{\theta} - 1 = 2\rho(w_0 - w_{\theta}\sqrt{\xi_{\theta}}); \\ \xi_{\theta} + \xi_{2\theta} - 2 = 2\rho(w_{\theta}\sqrt{\xi_{\theta}} - w_{2\theta}\sqrt{\xi_{2\theta}}) \\ \xi_{n\theta} + \xi_{(n+1)\theta} - 2 = 2\rho[w_{n\theta}\sqrt{\xi_{n\theta}} - w_{(n+1)\theta}\sqrt{\xi_{(n+1)\theta}}] \end{array} \right. . \quad (5.104)$$

В представленном уравнении индексом $n\theta$ отмечены значения параметров перед задвижкой и в конце n -ой фазы. Если закон изменения $w_{y\theta}(\tau)$ (закон закрытия или открытия) задан, то по цепочке уравнений

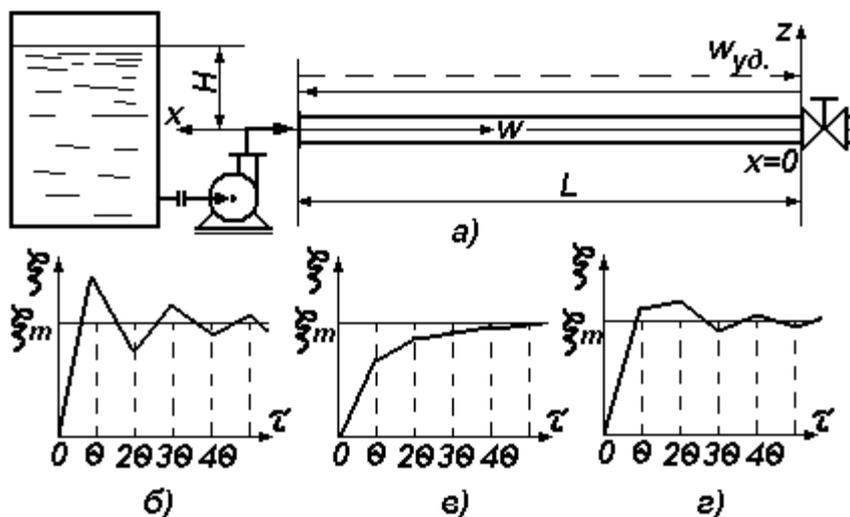


Рис.5.14. Схема и характеристики гидравлического удара в трубе: а) схема; б), в) и г)- графики удара.

5.104 можно рассчитать все значения $\xi_{n\theta}$ и построить график зависимости относительного напора ξ от времени τ : $\xi(\tau)$.

В простейшем случае линейного закона $w_{y\theta}(\tau)$ степень открытия затвора в момент τ

определяется по формуле $w_{y\partial} = w_0 \mp \tau/\tau_0$, где w_0 - начальное открытие; τ_0 - время полного маневра затвором от $w_0 = 1$ до $w_{y\partial} = 0$ при закрывании или от $w_0 = 0$ до $w_{y\partial} = 1$ при открывании (знак+).

Для удара при закрытии и линейном законе изменения $w_{y\partial}(\tau)$ возможны три варианта изменения $\xi(\tau)$ (см. рис. 5.14) :

1. Максимальное повышение напора $\xi_{\text{макс.}}$ достигается в первой фазе (рис.5.14б), и расчетной формулой для определения ударного повышения напора (давления) служит первое из уравнений (5.104) (первофазный удар).
2. Максимальное значение $\xi_{\text{макс.}} \approx \xi_m$. (где ξ_m - предельный напор) достигается в конце процесса закрытия (рис.5.14в) и напор определяется по формуле $\xi_m = \frac{\sigma}{2}(\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4}) + 1$: $\sigma = \rho\theta/\tau_0$ где - второй параметр удара (предельный удар).
3. Максимальный напор достигается в конце одной из промежуточных фаз (рис.5.14г) и напор может быть определен по цепочке уравнений. Приближенно принимают, что и в этом случае $\xi_{\text{макс.}} \approx \xi_m$.

В таблице 5.2 приведена сводка расчетных формул для вычисления максимального ударного изменения напора при линейном законе закрытия и открытия затвора $w(\tau)$ и квадратичном законе исчисления через затвор.

Таблица 5.2.

Вид удара	Условия его возникновения	Степень открытости затвора		Расчетные формулы
		Начальная	Конечная	
Прямой удар	Полное закрытие затвора при $T \leq \theta$	w_0	0	$\xi_n = 1 + 2\rho w_0$; $\xi_n = \frac{H_n}{H_0}$
	Открытие и неполное закрытие при $T \leq \theta$	w_0	w_k	$\sqrt{\xi_n} = -\rho w_k + \sqrt{\rho^2 w_k^2 + 2\rho w_0 + 1}$ $w_k = w_0 \pm \frac{T}{T_0}$
Непрямой удар	Закрытие или открытие при $T > 0$ (первофазный удар)	w_0	w_k	$\sqrt{\xi_0} = -\rho w_k + \sqrt{\rho^2 w_k^2 + 2\rho w_0 + 1}$ $a_\theta = 1 \mp \frac{\theta}{T}$
	Закрытие или открытие при $T \gg \theta_1$ (предельный удар)	w_0	w_k	$\xi_m = \frac{\sigma}{2}(\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 + 4}) + 1$; $\sigma = \frac{\rho\theta}{\tau_0}$

Примечание: «+» - при закрытии; «-» - при открытии.

Поскольку $E_{тр} \gg E_{ж}$, то в развитии гидравлического удара определяющую роль играют упругие свойства жидкости. Чем выше модуль упругости жидкости $E_{ж}$, тем скорость распространения ударной волны $w_{уд}$ и величина ударного давления $p_{уд}$ выше.

Для газов модуль упругости $E_{г}$ равен давлению. Для жидкостей модуль упругости $E_{ж}$ составляет величину порядка $n \cdot 10^6$ Па, например для воды $E_{ж}=2 \cdot 10^6$ Па. По этой причине, обычно гидравлический удар может происходить в основном только при транспортировке по трубопроводам капельных жидкостей. Что же касается транспортировки газов, то среднее давление газов, а следовательно, и модуль их упругости, может составлять соизмеримую величину только на начальных участках трубопровода и при дальнейшем движении давление газа существенно понижается, а следовательно и снижается модуль упругости. Для того, чтобы избежать нежелательных последствий на практике принимают определённые направленные действия для обеспечения плавного регулирования расхода жидкости. Так, например, на длинных трубопроводах, особенно большого диаметра, устанавливают задвижки с механизмами, которые обеспечивают их плавное открытие и закрытие с заданной скоростью. Особенно это касается нефтепроводов.

5.10. Устройства и приборы для измерения скорости и расхода

При измерении количества жидкости или газа обычно ставятся две задачи:

1. Определение количества вещества (в кг или m^3), прошедшее через данный прибор и соответственно по данному участку трубопровода или канала за определённый промежуток времени (час, сутки и т.д.). В этом случае приборы учёта и контроля называются **счётчиками количества**.
2. Определение количества вещества, проходящего через данный прибор и соответственно через данный участок в единицу времени (секунду, час и т.д.). Соответственно единицей измерения этого количества вещества является кг/с (кг/ч) или $m^3/с$ ($m^3/ч$). В этом случае приборы называются **расходомерами**.

При этом следует иметь в виду, что все приборы могут быть прямого и косвенного измерения. В первом случае приборы измеряют скорость при непосредственном контакте со средой, а во – втором измерение происходит косвенно через специальные датчики, которые реагируют на динамику перемещения: электромагнитные, ультразвуковые, ядерно-магнитные, ионизационные и др.

Счётчики количеств. Эти приборы бывают двух видов: **скоростные** – в них количества определяются по числу оборотов ротора, которое суммируется счётным механизмом; **объёмные** – в них количества вещества определяется суммированием отдельных объёмов.

В промышленности, наряду со счётчиками, используются *расходомеры*, показания которых достаточно легко интегрируются в количества.

К настоящему времени известно и используется в промышленности более 20 методов (и средств) для контроля и измерения расходов. Наибольшее распространение в различных отраслях промышленности получили расходомеры переменного перепада давления, постоянного перепада давления, электромагнитные, тахометрические. К этому следует добавить весьма внушительный список приборов, которые используются в лабораторной практике.

Расходомеры переменного перепада давления. Одним из основных способов измерения расхода по этому методу является измерение при помощи специального сужающего устройства, которое устанавливается в канале, по которому протекают жидкость или газ. В качестве такого сужающего устройства может быть использованы следующие приборы: труба Вентури, диафрагма, сопло и др.

Вследствие того, что часть потенциальной энергии давления жидкости переходит в кинетическую, то средняя скорость потока в сужающейся части устройства будет увеличиваться. В результате этого возрастает гидростатическое давление перед этим устройством, которое после него падает. Возникающий перепад давлений, согласно уравнению Бернулли, пропорционален квадрату скорости и его величина определяется значением скорости. Другими словами, возникает переменный перепад давлений. Именно по этой причине расходомеры этой группы получили такое название. Измерить перепад давлений не составляет никакого труда, для этого может быть использован практически любой дифференциальный манометр.

На рис.5.14. приведены схемы измерения расхода при помощи сужающих устройств. В общем виде уравнение, по которому можно рассчитать объёмный расход жидкости можно представить следующим образом:

$$Q = \alpha \varepsilon S_0 \sqrt{2gh}. \quad (5.98)$$

Это уравнение получено на основе уравнения Бернулли, составленного для двух сечений в местах присоединения дифманометров.

В приведённом обобщённом уравнении α - коэффициент расхода, определяемый по справочным данным; ε - поправочный множитель на расширение измеряемой среды, S_0 - площадь суженого отверстия. Данные типы расходомеров обычно используются на трубопроводах диаметром более 50 мм.

Как правило, каждый типоразмер сужающего устройства строго стандартизирован и снабжается, градуировочной характеристикой, которая является его паспортом, в которой отражается характер контролируемой среды, давление и температура.

Для измеряемых сред важным являются требования по чистоте и содержанию твёрдых частиц. Кроме того, предъявляются ряд

дополнительных требований, как к участку трубопровода, где устройство будет установлено, так и к условиям монтажа и эксплуатации.

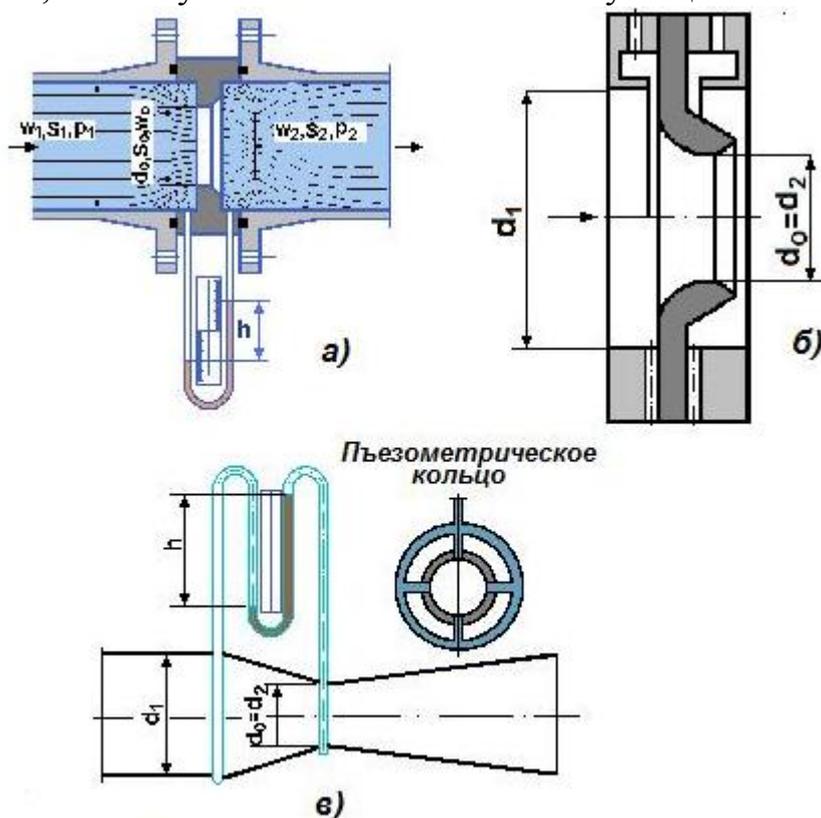
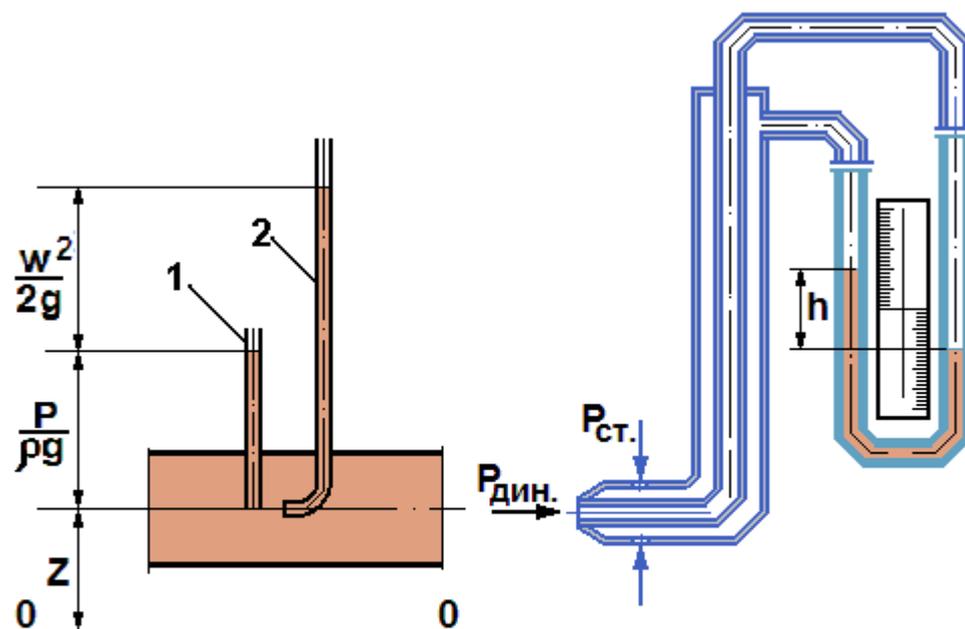


Рис.5.14. Измерение расхода жидкостей и газов при помощи : а)-диафрагмы;.б) - мерного сопла; в) - трубы Вентури.

Так, например, одно их требований: - участок трубы должен быть прямым и цилиндрическим. Внутренний диаметр трубы на участке длиной $2d$ до и после сужающего устройства должен соответствовать номинальному.

Трубка Пито-Прандтля. Это прибор является не только универсальным, но и наиболее известным устройством, особенно в области газодинамики. Данное устройство представляет собой две совмещённые пьезометрические трубки: трубки Пито, служащей для измерения статического давления, и трубки Прандтля, с помощью которой измеряется полное гидродинамическое давление. На рис.5.15. представлена схема устройства трубки Пито-Прандтля и показан принцип измерения расхода с её помощью. В соответствии с уравнением Бернулли, разность гидродинамического и статического давлений равна скоростному давлению, а именно:

$$\Delta P_{ск} = \rho g h = \frac{w^2 \rho}{2}. \quad (5.99)$$



**Рис.5.15. Принципиальная схема устройства трубки Пито-Прандтля (б) и измерения расхода жидкости (газа) (а):
1-трубка Пито; 2-трубка Прандтля.**

Из полученного уравнения легко можно определить скорость потока:

$$w = \sqrt{2gh}. \quad (5.100)$$

На практике вводят поправочный коэффициент C , с помощью которого учитывается фактор возмущения потока и который является справочной величиной:

$$w = C\sqrt{2gh}. \quad (5.101)$$

Для газов, при скорости более 60 м/с необходимо учитывать их сжимаемость. Для расчёта скорости в этом случае используют следующее

$$\text{уравнение: } w = C \left\{ \frac{2k}{k-1} \frac{P_{ст}}{\rho_0} \left[\left(\frac{P_{дин}}{P_{ст}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\}^{0,5}, \quad (5.102)$$

здесь: $k = C_p/C_v$ - показатель адиабаты; ρ_0 - плотность газа при $P_{ст}$.

Следует особо отметить, что трубки Пито-Прандтля в самых различных модификациях являются незаменимым устройством для определения и расчёта не только локальных скоростей, но и средних скоростей движения, в особенности при определении скорости в условиях относительного движения, например в авиации, ракетостроении и т.д.

Расходомеры постоянного перепада давления. Принцип действия таких приборов основан на зависимости от объёмного расхода среды вертикального перемещения тела, находящегося непосредственно в потоке измеряемой среды, и одновременного изменения проходного сечения. По типу устройства и принципу действия такие приборы получили название **поплавковых расходомеров или ротаметров.**

На рис.5.16 приведена схема устройства поплавкового ротаметра. Основными элементами такого расходомера является конусная трубка 2 и поплавков, вес которого превышает вес вытесненной жидкости. При этом величина веса поплавка может быть самой разнообразной и его значение обуславливается плотностью потока жидкости или газа, а так же объёмным расходом измеряемой среды. При измерении расходов капельных жидкостей, обычно вес поплавка не превышает вес вытеснённой жидкости более чем в 2 раза. Как правило, поплавки металлические и поэтому поплавки часто изготавливают полыми внутри.

Ротаметр при помощи фланцевых соединений непосредственно подсоединяется к трубопроводу в вертикальном положении. При прохождении через трубку жидкость встречает на своём пути поплавок 1 и проходит через проходные сечения 1-1 и 2-2. Первое сечение проходит через вершину конуса поплавка и поэтому величина проходного сечения равна:

$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$, а второе сечение равно площади кольцевого зазора между трубкой 2 и головкой поплавка: $S_2 = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_{\text{п}}^2)$. При этом скорости потока в этих сечениях w_1 и w_2 устанавливаются на определённых уровнях и

определяются на основе уравнения объёмного расхода.

В процессе движения среды возникает сила гидродинамического давления, которое воздействует на поплавок. В тот момент, когда увеличивающаяся при повышении расхода сила давления начинает превышать вес поплавка, последний начинает подниматься. При его подъёме, за счёт конусности трубки 2, сечения 1-1 и 2-2 увеличиваются. Поднятие поплавка будет происходить до тех пор, пока сила давления не уравновесится силой тяжести поплавка. Несмотря на увеличивающийся объёмный расход среды, её скорости в сечениях 1-1 и 2-2 за счёт повышения площади сечений, будут оставаться на постоянном уровне, обеспечивая постоянство разности давлений $\Delta P = P_1 - P_2$. В условиях равенства действующих сил, для поплавка наступает условие «невесомости».

Расходомеры изготавливаются для измерения расходов, как капельных жидкостей, так и газов. Они могут быть изготовлены как с прозрачными

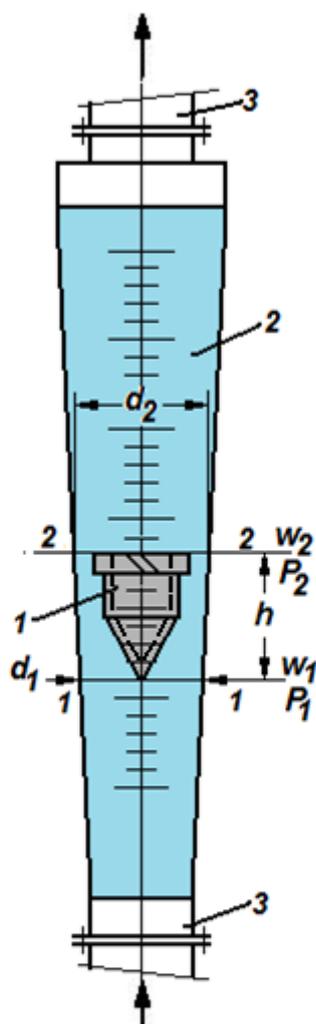


Рис.5.16. Устройство ротаметра: 1-поплавок; 2-прозрачная трубка со шкалой; 3-трубопровод.

(стеклянными), так и с металлическими трубками. Кроме того, ротаметры поплавкового типа могут быть снабжены устройством для дистанционной передачи сигнала: электрические или пневматические устройства. При маркировке ротаметров всегда указывается их назначение. Например, ротаметр РМ-16Г: ротаметр (Р) с местной шкалой (М), 16 – м³/ч, для газов (Г); РЭ-16Ж: ротаметр (Р) с электрической передачей сигнала (Э), 16 – м³/ч, для жидкостей (Ж); РП-16Ж: то же, но с пневматической передачей сигнала.

К основным преимуществам таких расходомеров следует отнести простоту способа и непосредственное измерение расхода, практически полную прямолинейность между показаниями прибора и истинным расходом. Главный недостаток: ограниченный диапазон измерения расходов: по воде – до 20 и несколько более м³/ч; по воздуху – до 40 м³/ч.

Тахометрические приборы. Приборы этой группы измеряют количества и расходы при помощи измерения частота вращения или числа оборотов рабочего тела, которое находится непосредственно в потоке измеряемой среды. Тахометрические преобразователи могут быть турбинными (типа пропеллера), шариковыми и камерными. Среди этой группы следует отметить турбинные расходомеры, которые изготавливаются для труб размером от 4 до 750 мм, на давление до 250 МПа (2500 кг/см²) и температуру от -240 до +700⁰С. Эти расходомеры обеспечивают наиболее точные показания.

Для газов распространение получили так называемые ротационные счётчики. Эти расходомеры рассчитаны на давление до 80 кг/см² и измерение расходов до 40 000 м³/ч.

Другие типы расходомеров. В промышленности, в зависимости от требований и назначения используются расходомеры косвенного измерения скорости и расхода. Прежде всего, это электромагнитные расходомеры. По своим техническим характеристикам они могут устанавливаться на трубопроводы диаметром от 10 до 3600 мм и диапазон измерения расходов от 0,3 до 160 000 м³/ч.

В последние годы, используются и более совершенные способы измерения расходов, особенно если это касается учёта транспортировки нефти и газа по трубопроводам большого размера.

ГЛАВА 6. ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ ЖИДКОСТЕЙ (НАСОСЫ)

6.1. Классификация и основные параметры насосов.

В различных отраслях промышленности большое значение имеет транспортирование жидких продуктов по трубопроводам между отдельными аппаратами, установками или цехами, а также предприятиями. Особое значение процессы транспортирования имеют в нефте- и газодобывающих отраслях, когда по трубопроводам на многие тысячи километров перемещаются миллионы кубических метров жидкости и газов. При перемещении жидкостей по горизонтальным трубопроводам и с низшего уровня на высшие применяют насосы, газлифты и монтежю.

Насосы – гидравлические машины, преобразующие механическую энергию в энергию перемещаемой жидкости, повышая ее давление. Движущей силой при перемещении жидкостей в насосе и по трубопроводам является разность давлений. Перемещение жидкостей в газлифтах происходит под действием разности плотностей жидкости и газожидкостной смеси. В монтежю используется давление газа на поверхность жидкости.

Классификация насосов. К настоящему времени известно достаточно много конструкций насосов, отличающихся между собой по многим параметрам: по назначению, по конструктивным особенностям и т.д. Поэтому к настоящему времени известно большое число классификационных схем насосов. Наиболее распространёнными классификационными схемами являются следующие:

1. Классификация насосов по назначению.
2. Классификация насосов по принципу действия.
3. Классификация по конструктивным особенностям.

В нашу задачу не входит вопрос подробного описания всего многообразия насосов, поэтому ограничимся лишь рассмотрением второй схемы классификации – по принципу действия.

По принципу действия все насосы подразделяются на две основные группы: объёмные и динамические.

Объёмные насосы. В насосах этой группы энергия и давление повышаются в результате вытеснения жидкости из замкнутого пространства при помощи рабочих органов насосов, которые осуществляют возвратно-поступательное или вращательное движения. В соответствии с этим по форме движения рабочих органов насосы подразделяют на возвратно-поступательные (поршневые, плунжерные, диафрагменные) и вращательные, или роторные (шестерённые, винтовые и т.д.)

Динамические насосы. В насосах этой группы энергия и давление жидкости повышается под действием центробежной силы, возникающей при вращении рабочих органов, например лопастных колёс (центробежные или осевые насосы), или сил трения (вихревые насосы, струйные и др.). Поэтому

все динамические насосы в свою очередь так же подразделяются на две группы: *лопастные и трения*.

Наибольшее распространение в промышленности из группы динамических насосов получили центробежные и осевые насосы.

В структурном плане, насос представляет собой насосную установку (агрегат), которая в своём составе имеет электродвигатель, передаточный механизм и собственно насос. При этом следует заметить, что комплектоваться насосы могут электродвигателями любого исполнения и разной мощности.

В последние годы широкое распространение получили мотор-редукторы: электродвигатель с передаточным механизмом выполнены одним целым в одном корпусе. Часто, в зависимости от необходимости, электродвигатели и мотор-редукторы могут комплектоваться частотными преобразователями для плавного регулирования скорости вращения. Это несколько повышает стоимость насосов, но в некоторых случаях является весьма оправданным.

Основные параметры насосов.

Производительность или подача - $V (Q)$ ($м^3/с$ или $м^3/ч$) определяется объемом жидкости, подаваемой насосом в нагнетательный трубопровод.

Напор - $H (м)$ характеризует избыточную энергию, сообщаемую 1 кг жидкости в насосе, которая определяется по уравнению Бернулли.

Из схемы насосной установки (рис. 6.1) видно, что геометрическая высота подъема жидкости составляет:

$$H_{г} = Z_1 + Z_2 = h_{вс} + h_{н}. \quad (6.1)$$

Таким образом, геометрическая высота подъема жидкости равна сумме высот всасывания и нагнетания. Соответственно потеря напора складывается из потерь напора во всасывающей и напорной магистралях трубопровода.

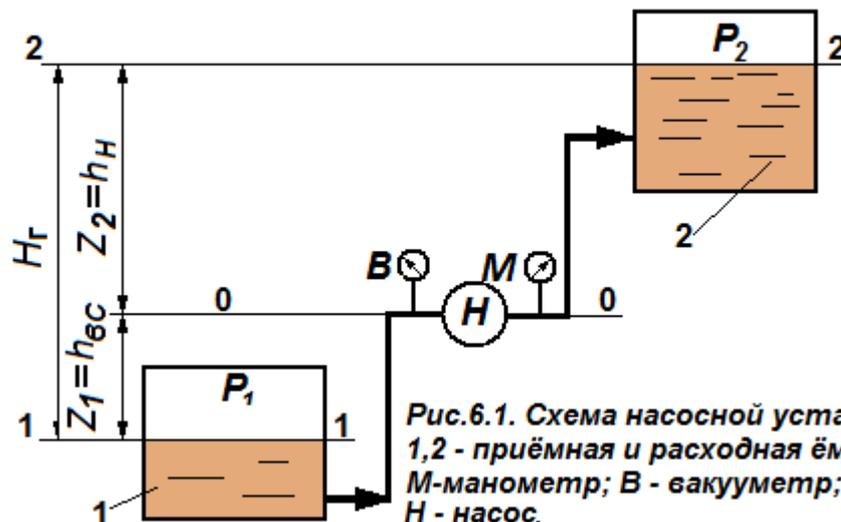


Рис.6.1. Схема насосной установки:
1,2 - приёмная и расходная ёмкости;
M-манометр; В - вакуумметр;
H - насос.

Задача определения напоров во всасывающей и напорной частях трубопровода сводится к составлению уравнений Бернулли для сечений: 0-0 и 1-1 на линии всасывания и 0-0 и 2-2 на линии нагнетания.

В результате решения следующих уравнений:

- **линия всасывания:**

$$-z_1 + p_1/(\rho g) + w_1^2/2g = z_0 + p_{вс}/(\rho g) + w_{вс}^2/2g + h_{п.вс.} \quad (6.2)$$

- **линия нагнетания:**

$$z_0 + p_{н}/(\rho g) + w_{н}^2/2g = z_2 + p_2/(\rho g) + w_2^2/2g + h_{п.н.} \quad (6.3)$$

можно получить целый ряд уравнений для расчёта напора, отличающиеся между собой условиями транспортирования жидкостей. В наиболее общем случае уравнение для расчёта напора насоса будет иметь следующий вид:

$$H = H_{\Gamma} + \frac{(P_1 - P_2)}{\rho g} + \left(\frac{w_{вс}^2 - w_{н}^2}{2g} \right) + h_{п.вс.} + h_{п.н.} \quad (6.4)$$

Напор насоса можно представить как высоту, на которую может быть поднят 1 кг перекачиваемой жидкости.

На действующих магистралях для работающих насосов напор определяют как сумму показаний манометра М и вакуумметра В плюс расстояние h по вертикали между точками подключения этих приборов:

$$H = \frac{(P_M - P_B)}{\rho g} + h. \quad (6.5)$$

Полезная мощность - $N_{п}$, - передаваемая жидкости насосом, равная удельной энергии (gH), умноженной на массовый расход жидкости $V\rho$. Таким образом:

$$N_{п} = V\rho gH. \quad (6.6)$$

Действительная мощность - $N_{д}$, - это мощность на валу насоса. Эта мощность выше полезной мощности из-за существующих потерь мощности в самом насосе:

$$N_{д} = N_{п}/\eta_{н} = V\rho gH/\eta_{н}. \quad (6.7)$$

Если действительную мощность выразить в кВт, то получим следующее выражение:

$$N_{д} = V\rho gH/1000\eta_{н}. \quad (6.8)$$

Величина $\eta_{н}$ в уравнениях 6.7 и 6.8 называется полным коэффициентом полезного действия (КПД) насоса и является одной из основных его характеристик, которая определяет экономичность его работы:

$$\eta_{н} = \eta_v \eta_{\Gamma} \eta_{мех}, \quad (6.9)$$

здесь η_v – объемный КПД, учитывает утечку жидкости через неплотности;

η_{Γ} – гидравлический КПД, учитывает потерю напора на преодоление гидравлических сопротивлений;

$\eta_{мех}$ – механический КПД, учитывает потери на трение в насосе.

Высота всасывания, $h_{вс}$ - это высота, на которую насос поднимает жидкость по вертикали на всасывающее магистраль.

Всасывание жидкости насосом происходит под действием разности внешнего давления P_1 в приёмном (или расходном) резервуаре и давления $P_{вс}$, на входе в насос или разности напоров $(P_1 - P_{вс})/(\rho g)$. Согласно уравнению Бернулли эта разность напоров затрачивается на подъем жидкости на высоту всасывания $h_{вс}$ (рис. 6.1), на создание скорости движения жидкости по трубопроводу $w_{вс}$, т. е. на создание скорости напора $w_{вс}^2/(\rho g)$, и на

преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающей трубе $h_{п.вс.}$. Если жидкость засасывается из открытого бака, то внешнее давление равно атмосферному $P_1=P_a$ и тогда можно написать равенство:

$$\frac{P_a - P_{вс}}{\rho g} = h_{вс} + \frac{w_{вс}^2}{2g} + h_{н.вс.} \quad (6.10)$$

Чтобы происходило всасывание, давление $P_{вс}$ должно быть больше давления $P_{нас}$ насыщенных паров жидкости при данной температуре, так как при несоблюдении этого условия жидкость в насосе начнет кипеть. При этом в результате интенсивного выделения из жидкости паров и растворенных газов возможен разрыв потока и прекращение всасывания. Тогда одно из главных условий нормальной работы насоса может быть выражено следующим выражением:

$$\frac{P_{вс}}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} - \left[\frac{w_{вс}^2}{2g} + h_{вс} + h_{н.вс.} \right] \geq \frac{P_{нас}}{\rho g} \quad (6.11)$$

Из полученного выражения можно определить предельно допустимую высоту всасывания насоса:

$$h_{вс} \leq \frac{P_a}{\rho g} - \left[\frac{P_{вс}}{\rho g} + \frac{w_{вс}^2}{2g} + h_{н.вс.} \right] \quad (6.12)$$

Из выражения (6.12) следует, что высота всасывания насоса уменьшается при снижении барометрического давления p_a , при увеличении давления паров P_t (т. е. при повышении температуры жидкости), при увеличении скорости жидкости во всасывающей трубе и соответствующем возрастании потерь $h_{п.вс.}$. Обычно высота всасывания для холодных жидкостей не превышает 5÷6м. Горячие и вязкие жидкости подводят к насосу под некоторым избыточным давлением или с некоторым подпором на стороне всасывания. Зависимость (6.12) является общей для всех насосов, хотя процессы всасывания и нагнетания существенно отличаются для насосов различных типов.

6.2. Объёмные насосы

Поршневые насосы. Эти насосы наиболее широко представлены в промышленности из всей группы объёмных насосов. Принципиальное устройство поршневого насоса и его работа представлена на рис.6.2.

В поршневом насосе всасывание и нагнетание жидкости происходит при возвратно-поступательном движении поршня 2 в цилиндре 1 (рис.6.2).

При движении поршня вправо в замкнутом пространстве между крышкой цилиндра и поршнем создается разрежение. Под действием разности давлений в емкости, из которой забирается жидкость, и цилиндре жидкость поднимается по всасывающему трубопроводу и поступает в цилиндр через открывающийся при этом всасывающий клапан 4. Нагнетательный клапан 5

при ходе поршня вправо закрыт, так как на него действует сила давления жидкости, находящейся в нагнетательном трубопроводе.

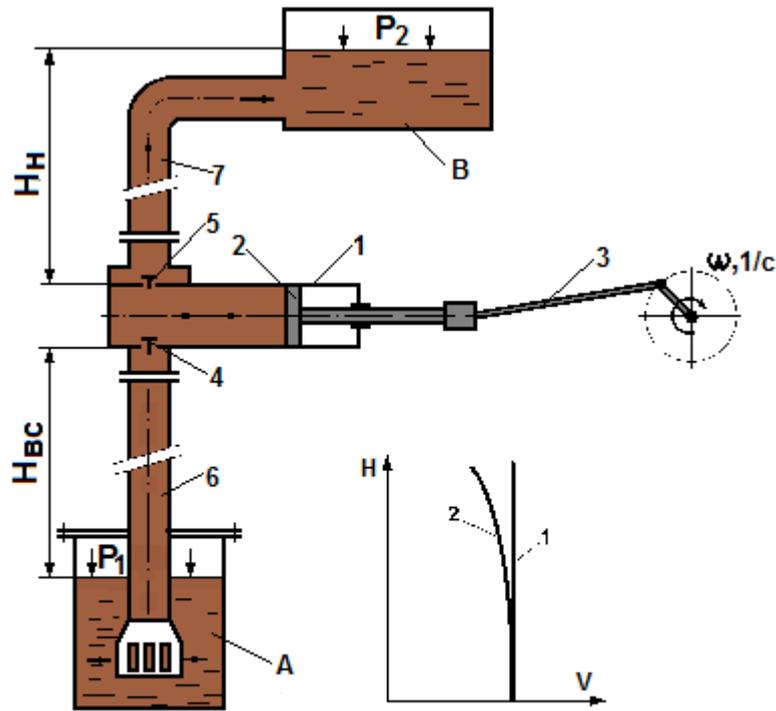


Рис.6.2. Горизонтальный поршневой насос и его напорная характеристика: 1- теоретическая; 2- действительная

При ходе поршня влево в цилиндре возникает давление, под действием которого закрывается клапан 4 и открывается клапан 5. Жидкость через нагнетательный клапан поступает в напорный трубопровод и далее в напорную емкость. За один полный оборот вала, т. е. за два хода поршня, происходит одно всасывание и одно нагнетание.

Теоретическая производительность такого насоса V ($\text{м}^3/\text{ч}$) при n (об/мин) вала определяется по уравнению:

$$V = 60SLn, \quad (6.13)$$

здесь: S – площадь поршня, м^2 ; L – длина хода поршня, м .

Поршневые насосы могут быть простого действия, двойного, тройного и четверного действия. Конструктивно между собой они отличаются тем, что за один оборот вала производительности всех насосов, определяемые по уравнению 6.13, необходимо умножать на кратность хода i :

$$V_i = i60SLn. \quad (6.14)$$

Отметим, что по ряду конструктивных и иных причин действительная производительность поршневых насосов оказывается меньше теоретической, рассчитанной по уравнению 6.14. В этом случае, для оценки действительной производительности вводят так называемый коэффициент подачи, который определяется отношением действительной производительности к теоретической $\eta = V_d/V_i$. Тогда действительная производительность поршневого насоса составит:

$$V_d = \eta i60SLn. \quad (6.15)$$

По скорости вращения вала кривошипа поршневые насосы подразделяются на тихоходные (40-60 об/мин), нормальные (60-120 об/мин) и быстроходные (120-180 об/мин); по производительности – малые (до 15 м³/ч), средние (15-60 м³/ч) и большие (свыше 60 м³/ч); по развиваемому давлению – низкого (до 1 МПа), среднего (1-2 МПа) и высокого (свыше 2 МПа).

Одним из существенных недостатков поршневых насосов является периодичность подачи жидкости, как за счёт возвратно-поступательного движения поршня, так и неравномерности подачи в пределах одного хода: линейная скорость движения поршня в цилиндре изменяется по синусоиде.

На рис.6.3. приведены схема работы насоса и диаграммы подачи для насосов *i* – кратной подачи. Изменение величины линейного перемещения поршня *x* происходит по синусоиде: $x = r(1 - \cos \alpha)$. Следовательно, мгновенная скорость поршня выразится как: $c = \frac{dx}{dt} = r\omega \sin \alpha$. При этом максимальную скорость поршень достигает, когда $\alpha = 90^\circ$: $c_{max} = r\omega = \pi n/60$. Так как поршень за один оборот вала совершает 2 хода, то его средняя скорость составит: $c_{cp} = 2Ln/60 = 2\pi d/60 = dn/30 = rn/15$. Отсюда следует, что средняя скорость движения поршня в $\pi/2 = 1,57$ раз меньше его максимальной скорости c_{max} .

При нормальной работе насоса жидкость непрерывно следует за поршнем, не отрываясь от его поверхности. Всасываемый (нагнетаемый) объём жидкости при этом определяется как произведение площади поршня на его перемещение $dV = Sdx = Sr \sin \alpha d\alpha$. Таким образом подача тоже изменяется по синусоиде, обращаясь в нуль при $\alpha = 0^\circ$ и $\alpha = 180^\circ$, достигая максимума при $\alpha = 90^\circ$: $V_{max} = \pi \left(\frac{SLn}{60}\right)$, м³/с.

На приведенной диаграмме график (для насоса простого действия) построен таким образом, что площадь полуокружности в некотором масштабе равна площади поршня *S*. По оси абсцисс (*x*) отложим отрезки, равные длине окружности, описываемой кривошипом $2\pi r$. На длине, равной πr построим синусоиду. Тогда, площадь под синусоидой будет определять объём жидкости, подаваемой насосом в напорную магистраль. Эту площадь можно заменить равновеликой площадью прямоугольника (на рис.6.3) эта площадь выделена цветом. Таким образом, строится диаграмма подачи насоса простого действия (рис.6.3б).

Диаграмма подачи насоса двойного действия представляет собой две диаграммы насоса простого действия (рис.6.3в).

Диаграмма насоса тройного действия получается из диаграмм насоса простого действия со смещением синусоид на 120° (рис.6.3е).

Диаграмма насоса четверного действия представляет собой две диаграммы насоса двойного действия со смещением синусоид на 90° .

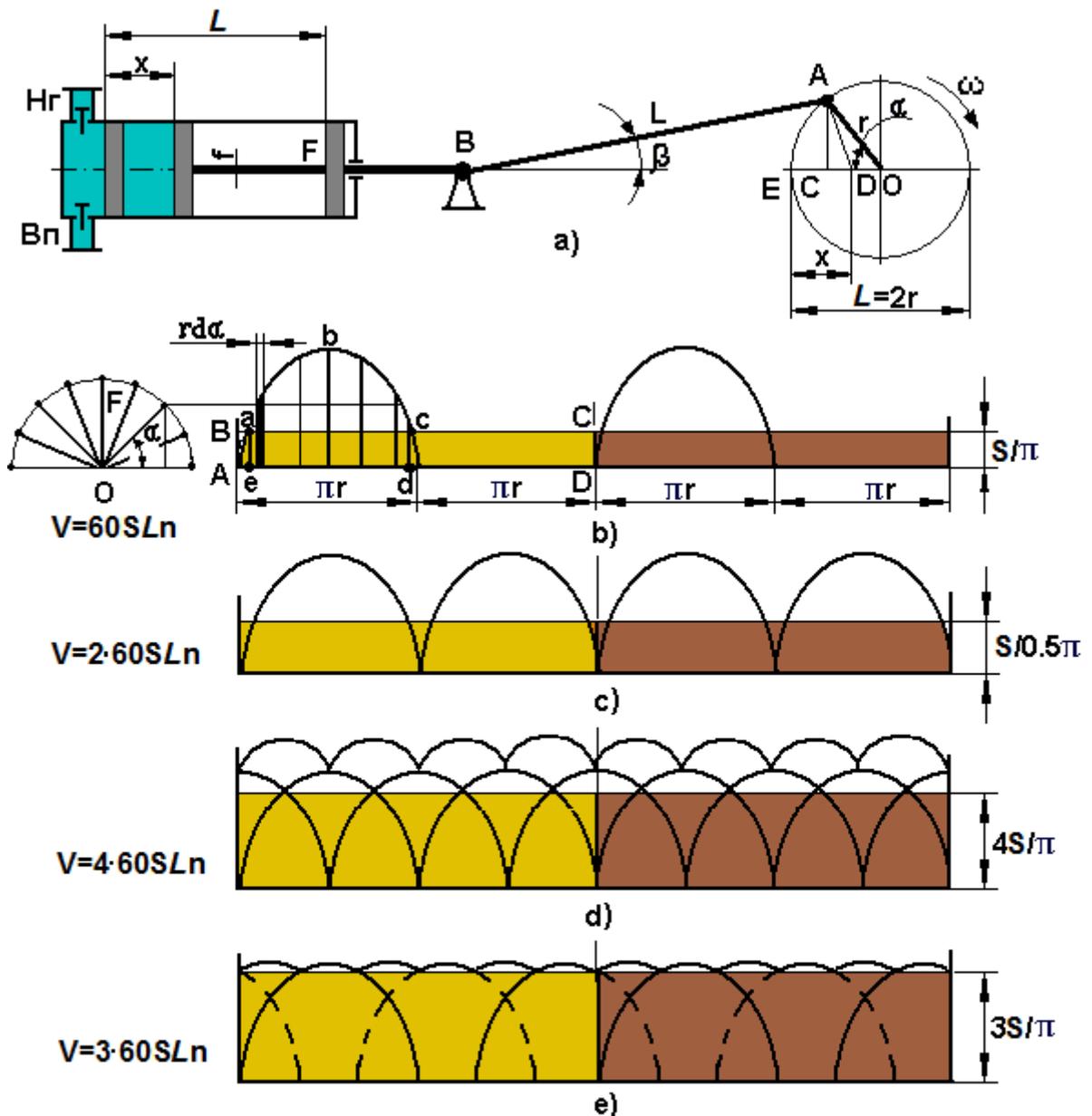


Рис.6.3. Схема работы поршневого насоса и диаграммы подачи:

- a - схема работы насоса;**
- b - насос простого действия;**
- c - насос двойного действия;**
- d - насос четверного действия;**
- e - насос тройного действия.**

Из приведённых диаграмм следует, что более равномерной подачей обладают насосы тройного действия.

Одним из наиболее основных способов выравнивания движения жидкости во всасывающей и напорной магистрали трубопроводов, с целью снижения нагрузок на электродвигатель, является использование воздушных колпаков, которые устанавливаются на входе и выходе жидкости в насос.

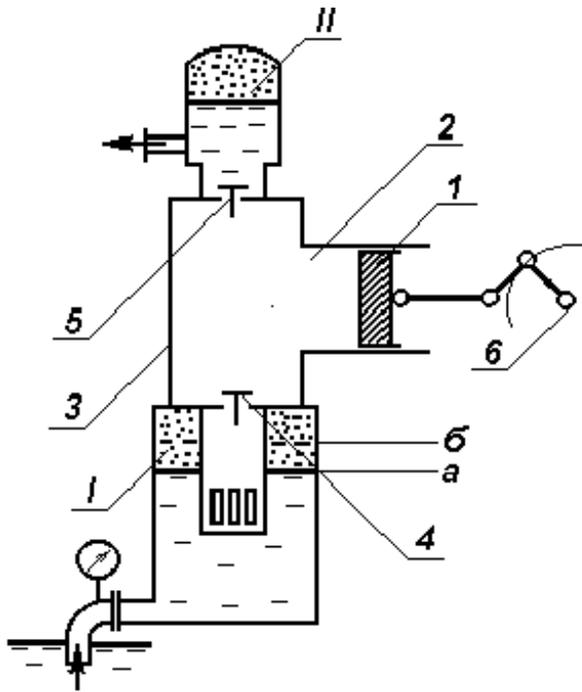


Рис. 6.4. Схема поршневого насоса простого действия с воздушными колпаками

Воздушные колпаки выполняют роль, своего рода буферных ёмкостей, для сглаживания пульсационной подачи.

На рис. 6.4 приведена схема поршневого насоса с воздушными колпаками: 1 – воздушный колпак на линии всасывания, 11 – на линии нагнетания. Воздушный колпак – это сосуд, в котором находится воздух. Этот воздух сжимается или расширяется в зависимости от изменения давления. Например, на линии всасывания: при ходе поршня влево, когда всасывающий клапан 4 закрыт, жидкость из всасывающего трубопровода поднимается в воздушный колпак 1 до уровня «б», а при движении поршня вправо жидкость заполняет цилиндр насоса

и уровень ее в воздушном колпаке понижается до линии «а». При достаточно большом объеме воздуха в колпаке поток во всасывающем трубопроводе движется почти с постоянной скоростью, а неравномерное его всасывание компенсируется переменным расходом жидкости из воздушного колпака.

На рис. 6.5. приведена диаграмма подачи поршневого насоса, снабжённого воздушными колпаками. Заштрихованная площадь, выше линии EF под синусоидой, представляет собой объём жидкости, поступающей в колпаки при ускорении движения поршня. Тогда выделенная площадь, которая находится ниже линии EF и ограниченная снизу синусоидами, представляет собой объём жидкости, удаляющейся из колпаков при замедлении движения поршня. Эти площади равновелики, и тогда площадь прямоугольника $A E F D$ равна площади под синусоидой. Приведённая диаграмма показывает, что, воздушные колпаки несколько сглаживают неравномерность подачи.

Плунжерные насосы. При работе в условиях высокого давления поршневые насосы требуют сложных уплотняющих устройств. Поэтому поршни заменяют полым или сплошным плунжером.

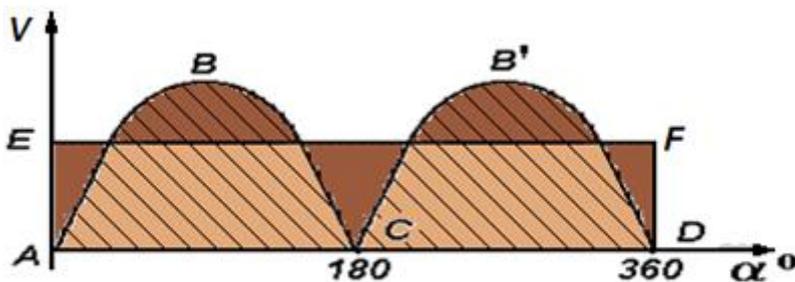


Рис. 6.5 Диаграмма подачи поршневого насоса с воздушными колпаками.

Часто плунжер именуют скалкой. На рис. 6.6 приведены устройства горизонтальных плунжерных насосов

простого и двойного действия. Они так же могут быть и вертикального исполнения.

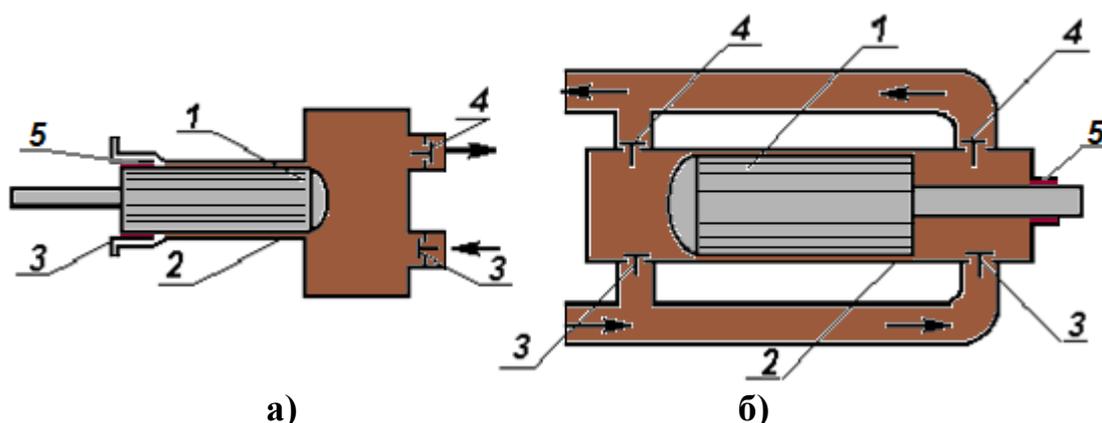


Рис.6.6. Устройство плунжерного насоса: а) простого действия; б) двойного действия. 1-плунжер; 2-корпус; 3-всасывающий клапан; 4- нагнетательный клапан; 5- сальниковое уплотнение.

Плунжер (или скалка) отличаются от обычного поршня тем, что у них значительно большее отношение длины поршня к его диаметру, а так же отсутствием уплотнительных колец. В промышленности плунжерные насосы получили наибольшее применение в тех случаях, когда перекачиваются сравнительно более вязкие жидкости, а так же в тех случаях, когда требуется создание более высоких давлений. Для плунжерных насосов не требуется тщательная пригонка поверхностей поршня и цилиндра. Плотность обеспечивается сальниковым устройством и может быть восстановлена без разборки насоса.

6.3. Динамические насосы.

Центробежные насосы. Эта группа насосов является самой многочисленной из всех. Они обладают большой универсальностью, могут быть в разных исполнениях, более надёжны в эксплуатации, обладают равномерной подачей и т.д. В них достаточно просто осуществляется регулирование производительности. В центробежных насосах всасывание и нагнетание жидкости происходит равномерно и непрерывно под действием центробежной силы, возникающей при вращении рабочего колеса с лопатками, заключенного в улиткообразном корпусе.

В одноступенчатом центробежном насосе (рис. 6.7) жидкость из всасывающего трубопровода 4 поступает вдоль оси рабочего колеса 2 в корпус 1 насоса и, попадая на лопатки 3, приобретает вращательное движение. Центробежная сила отбрасывает жидкость в канал переменного сечения между корпусом и рабочим колесом, в котором скорость жидкости уменьшается до значения, равного скорости в нагнетательном трубопроводе 8. При этом, как следует из уравнения Бернулли, происходит преобразование кинетической энергии потока жидкости в статический напор, что ведет к повышению давления жидкости. На входе в колесо создается пониженное

давление, что обеспечивает непрерывное поступление жидкости из приемной емкости.

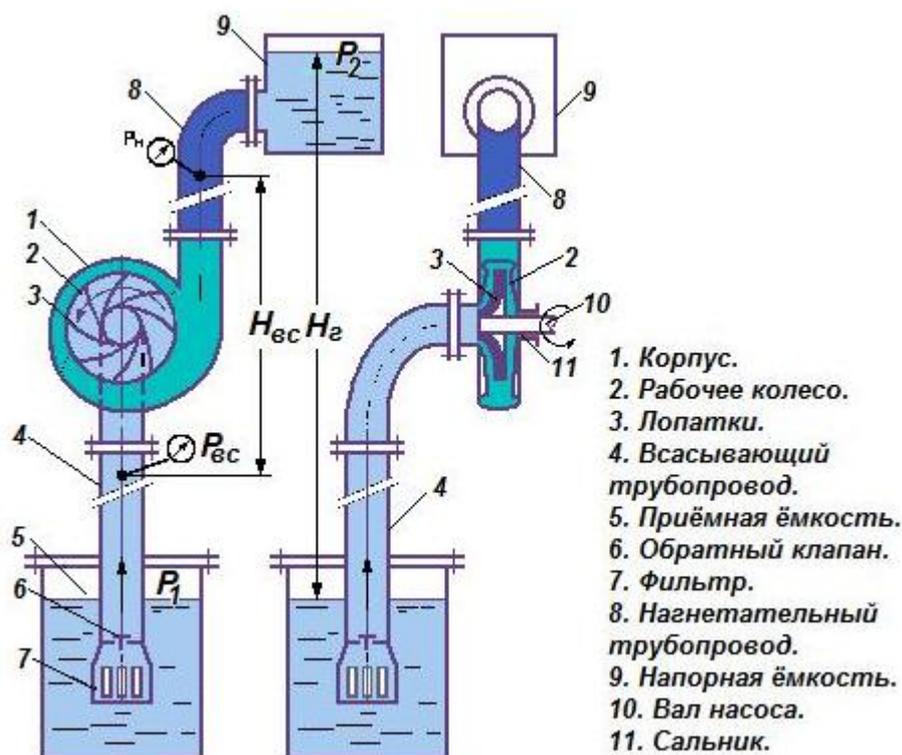


Рис.6.7. Центробежный насос.

Давление, развиваемое центробежным насосом, зависит от скорости вращения рабочего колеса.

Перед пуском насос в обязательном порядке должен быть залит перекачиваемой жидкостью, в противном случае, не будет происходить передачи кинетической энергии от колеса насоса жидкости, т.к. перекачиваемая жидкость является своего рода рабочим элементом насоса. В результате жидкость не будет подниматься по всасывающему трубопроводу, т.к. для этого не хватит создаваемого разрежения, снимаемого за счет зазоров между колесом и корпусом насоса. Обратный клапан 6 предназначен для предупреждения стока жидкости из остановленного насоса.

Центробежные насосы могут быть как одноступенчатыми, так о многоступенчатыми.

Напор одноступенчатых центробежных насосов (с одним рабочим колесом), как правило, не превышает 50-60 м. Если требуется большой напор, применяют многоступенчатые насосы с несколькими рабочими колесами, расположенными последовательно на одном валу в общем корпусе. Кратность увеличения напора равна числу колес, количество последних обычно не превышает пяти. Производительность насоса при увеличении числа ступеней практически остается постоянной.

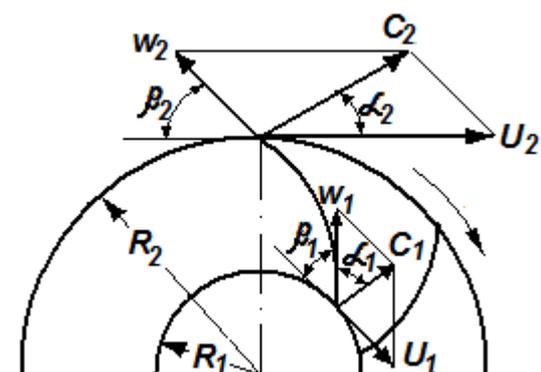
Движение жидкости в насосе. Уравнение центробежного насоса.

Перемещаясь между лопатками колеса, жидкость совершает сложное движение: во-первых, она движется вдоль канала в радиальном направлении (относительно колеса), во-вторых, вместе с колесом, по направлению вращения его.

При выходе жидкости из канала в корпус скорость снижается. Для уменьшения сопротивления при переходе с колеса в корпус устанавливают направляющие лопатки. Направляющие лопатки неподвижны и имеют направление, обратное лопаткам рабочего колеса.

Рис. 6.8. К основному уравнению центробежных машин:

w_1, w_2 – относительные скорости жидкости при входе в канал и выходе из него, соответственно, м/с; U_1, U_2 – окружные скорости на внутренней и наружной окружности колеса, м/с; S_1, S_2 – сечения канала на входе и выходе, м²; C_1, C_2 – абсолютные скорости, определяемые по правилу сложения скоростей; $w_1 > w_2$; $S_1 < S_2$



При вращении колеса на каждую частицу жидкости массой m , находящейся в межлопаточном канале на расстоянии r от оси вала, действует центробежная сила, которая выражается произведением массы на центробежное ускорение:

$$F_{ц/б} = m\omega^2 r, \quad (6.16)$$

здесь ω - угловая скорость вращения вала, 1/с.

Анализ уравнения (6.16) показывает, что центробежная сила, а следовательно и напор, развиваемый насосом, тем больше, чем больше угловая скорость ω и радиус r рабочего колеса. Необходимо отметить, что угловая скорость пропорциональна числу оборотов или частоте вращения рабочего колеса насоса. Очевидно, что напор развиваемый насосом обуславливается специфическими особенностями возникновения и развития центробежного ускорения.

Частицы жидкости, проходя по каналу между лопатками рабочего колеса (см.рис.6.8), совершают сложное движение: с одной стороны они двигаются вдоль лопаток рабочего колеса, а с другой - получают движение по направлению вращения колеса. Тогда, в соответствие с этим необходимо различать **окружную скорость вращения** $u = \pi Dn/60$ (где D - диаметр окружности вращения частицы жидкости; n - частота вращения колеса, мин^{-1}) и **относительную** скорость w перемещения частицы жидкости по отношению к лопатке. Абсолютная скорость движения частицы должна являться равнодействующей двух составляющих: окружной u и относительной скоростей w , и может быть найдена по правилу сложения скоростей (из параллелограмма скоростей - см. рис.6.6).

При движении вдоль канала частицы жидкости приобретают кинетическую энергию от лопаток колеса насоса. Для её определения необходимо рассчитать величину центробежной силы. Рассмотрим скорость жидкости на входе в рабочее колесо и на выходе из него. Построив параллелограмм скоростей, находим скорость c_1 на входе в рабочее колесо, направленную под углом α_1 , и скорость c_2 на выходе из колеса, направленную под углом α_2 .

В соответствии с определением, работа центробежной силы, которая определяется по уравнению 6.16, определяется как произведение силы на величину перемещения. Поскольку величина перемещения в данном случае это радиус, а радиус изменяется от R_1 до R_2 , то очевидно работу необходимо определять на элементарном перемещении dr :

$$dA_r = m\omega^2 r dr = \frac{G\omega^2 r dr}{g}. \quad (6.17)$$

здесь $m = (G/g)$ - вес частицы жидкости.

Тогда работа, совершаемая центробежной силой на пути от R_1 до R_2 , определяется по формуле

$$A_r = \int_{R_1}^{R_2} \frac{G\omega^2 r dr}{g} = G\omega^2 (R_2^2 - R_1^2)/2g. \quad (6.18)$$

С другой стороны, по правилу сложения: $R_1^2\omega^2 = u_1^2$ и $R_2^2\omega^2 = u_2^2$. Тогда совершаемая работа будет равна:

$$A_r = \frac{G(u_2^2 - u_1^2)}{2g}. \quad (6.19)$$

Удельная работа A , т.е. работа, совершённая над жидкостью массой 1 кг, переходит во внутреннюю энергию жидкости (приобретается жидкостью в насосе). Тогда, $A = \frac{A_r}{m}$, или:

$$A = (u_2^2 - u_1^2)/2. \quad (6.20)$$

Полный напор, создаваемый насосом, определяется по уравнению Бернулли. Этот напор определяется при условии, что рабочее колесо находится в состоянии покоя (за плоскость сравнения принимаем плоскость колеса, т.е. $z_1 = z_2$ для всех точек на входе в колесо и на выходе из него). Если принять (с целью упрощения задачи), что жидкость идеальная, тогда потерями напора в насосе можно пренебречь, т.е. $h_n = 0$. Тогда, применительно к нашим условиям и обозначениям, уравнение Бернулли запишется следующим образом:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}. \quad (6.21)$$

В уравнении 6.21 : w_1 и w_2 - скорость движения жидкости соответственно на входе в колесо и на выходе из него; p_1 и p_2 - давления, соответственно на входе в колесо, и на выходе из него (см.рис.6.8).

При совершении работы, совершаемой центробежной силой, правая часть выражения 6.21, по закону сохранения энергии, должна превышать левую часть на величину приращения энергии, определяемую по уравнению

6.20. Тогда уравнение 6.21 запишется следующим образом (добавляем в левую часть уравнения величину A , определяемую по уравнению 6.20):

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} + \frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}. \quad (6.22)$$

Тогда напор, создаваемый насосом, будет равен:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = H = \frac{(w_1^2 - w_2^2)}{2g} + \frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2g}. \quad (6.23)$$

С другой стороны, напор H можно определить как разность двух напоров на выходе из рабочего колеса и на входе в него (как приращение), т.е. $H_m = H_2 - H_1$. Тогда, используя уравнение Бернулли, получаем следующие выражения для расчёта этих двух напоров:

$$H_1 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \quad \text{и} \quad H_2 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g}, \quad (6.24)$$

где c_1 и c_2 – результирующие (или абсолютные скорости см. рис.6.8), полный теоретический напор H_T насоса составит:

$$H_T = H_2 - H_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad (6.25)$$

Сопоставив уравнения (6.23) и (6.25) получаем следующее выражение для расчёта теоретического напора центробежного насоса:

$$H_T = \frac{(w_1^2 - w_2^2)}{2g} + \frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad (6.26)$$

Из параллелограммов скоростей, приведённых на рис.6.8 можно определить скорости w_1 и w_2 на входе в колесо и выходе из него, если принять, что все частицы жидкости движутся по подобным траекториям:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1 \quad w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2. \quad (6.27)$$

Подставив эти выражения в уравнение 6.26 и, проведя некоторые соответствующие преобразования, окончательно получим:

$$H_T = \frac{u_2c_2 \cos \alpha_2 - u_1c_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (6.28)$$

Уравнение 6.28 в гидравлике широко известно как **основное уравнение центробежных машин Эйлера**. На практике это уравнение используется для расчета всех центробежных машин на стадии проектирования, включая машины для перемещения газов

Для увеличения напора насоса, как это следует из уравнения 6.28, необходимо создать такие условия, чтобы член уравнения $u_1c_1 \cos \alpha_1$ был бы равен нулю. Это возможно в том случае, когда угол ввода жидкости в колесо α_1 составит 90° , т.е. в этом случае $\cos \alpha_1 = 0$. Тогда максимальный теоретический напор составит:

$$H_T = \frac{u_2c_2 \cos \alpha_2}{g}. \quad (6.29)$$

В действительности, часть энергии реальной жидкости расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса и не вся жидкость в нем движется по подобным траекториям. Тогда **действительный напор H_D** всегда меньше теоретического H_T . Поэтому на практике при расчете действительного напора центробежного насоса вводят соответствующие поправки:

$$H_D = H_T \eta_z \eta_l, \quad (6.30)$$

здесь: η_z - гидравлический к.п.д. насоса; η_l - коэффициент, учитывающий отклонение траекторий движения частиц от подобных.

Значение η_z зависит от конструкции насоса и его размеров и находится в пределах 0,8-0,95; значение η_l обычно составляет 0,7-0,8.

Анализ уравнения 6.29 показывает, что при уменьшении угла α_2 увеличивается напор и при $\alpha_2 < 0$ теоретический напор может иметь наибольшее значение: т.е. в этом случае лопатки насоса должны быть изогнуты вперед. Однако для перекачивания вязких жидкостей при таком положении лопаток резко увеличивается гидравлическое сопротивление. Поэтому в центробежных машинах для перекачивания жидкостей лопатки рабочих колес, как правило, изогнуты назад.

Кавитация. При расчете допустимой высоты всасывания центробежных насосов следует учитывать явление **кавитации**. Это явление заключается в том, что в случае локальных (местных) понижений давления в насосе ниже упругости (давления) насыщенного пара жидкости при данной температуре перекачивания жидкость начинает вскипать: из неё начинают выделяться пары и растворенные в ней газы. Пузырьки пара, увлекаемые жидкостью по каналам колеса в область более высоких давлений, быстро конденсируются. Происходит моментальное снижение давления. Возникают большие разности давлений в различных частях рабочего объёма насоса, в результате чего частицы жидкости мгновенно проникают в пустоты, образующиеся при конденсации пузырьков, что приводит к многочисленным мелким гидравлическим ударам и усилению эрозии в период парообразования. В конечном итоге это приводит к резкому снижению подачи и напора насоса и быстрому его механическому разрушению.

С целью предотвращения кавитации можно повысить давление жидкости на входе в насос или снизить высоту всасывания. В последнем случае при определении высоты всасывания по уравнению 6.12 (см. выше раздел) из рассчитанного значения $h_{вс}$ вычитают некоторую высоту, называемую **кавитационным запасом**, которая является справочной величиной и приводится в каталогах по насосам.

Производительность Q центробежного насоса может быть найдена на основе уравнения расхода, составленного для сечений канала на входе и выходе (рис.6.8) с учётом объёма, занимаемого рёбрами лопаток колеса насоса. Но обычно подобными уравнениями пользуются только при поверочных расчётах, что встречается нечасто.

Мощность на валу (мощность двигателя) центробежного насоса определяют по ранее приведённой зависимости 6.7 (или 6.8). При определении коэффициента полезного действия насосной установки (насоса) следует иметь в виду, что центробежные насосы, как правило, приводятся в движение непосредственно от электродвигателя, без передаточного

механизма. Поэтому в к.п.д. насосной установки не входит величина $\eta_{пер.}$, и мощность, потребляемая двигателем, в этом случае будет определяться так :

$$N_{\partial в} = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta_v \eta_z \eta_{мех} \eta_{\partial в}}. \quad (6.31)$$

Характеристики центробежных насосов. При оценке характеристик параметров работы центробежных насосов на практике пользуются т.н. **законом пропорциональности**, который представляется тремя уравнениями:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (6.32)$$

$$\frac{H_1}{H_2} \cong \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \text{ и} \quad (6.33)$$

$$\frac{N_1}{N_2} \cong \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (6.34)$$

Приведённые уравнения получены в результате анализа уравнений, определяющих производительность центробежных насосов, напора и мощности. Согласно приведённым уравнениям, изменение производительности пропорционально изменению числа оборотов рабочего колеса насоса, изменение напора – квадрату изменения числа оборотов, мощности – кубу отношений числа оборотов. Эти соотношения позволяют по одной опытной характеристики $H = f(Q)$ определить любые другие характеристики. Однако практические данные показали, что уравнения 6.32 – 6.34 точно соблюдаются при изменении числа оборотов не более, чем в два раза.

Главная и основная трудность в получении точных характеристик центробежных насосов расчётным путем заключается в том, что достаточно сложно на практике правильно оценить значения коэффициентов потерь внутри насоса, которые существенно влияют на производительность и напор насоса (η_r, η_d). Поэтому при выборе режимов работы насосов пользуются опытными характеристиками, которые получают при испытании насосов. **Как правило, эти характеристики приводятся в паспортах насосов и каталогах по насосам.**

На рис. 6.9(а) приведены примерные графические зависимости напора H , мощности N_{∂} и к.п.д. η_n центробежного насоса от его производительности Q при постоянном числе оборотов n рабочего колеса, которые, как это было указано выше, получают экспериментальным путём. Зависимости $H = f(Q)$, $N_{\partial} = f(Q)$ и $\eta_n = f(Q)$ называются **энергетическими характеристиками центробежного насоса** и вносят в паспорт насоса. Из приведённого рис. 6.9 видно, что максимальному значению к.п.д. насоса η_n соответствует его расчётная производительность Q_p и расчётный напор H_p . Точку Р характеристики $H = f(Q)$, соответствующую максимальному значению к.п.д. насоса, называют **оптимальной режимной (рабочей) точкой**. С уменьшением подачи насоса напор возрастает и при $Q=0$, т.е. при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, достигает максимального значения. При этом, расходуемая мощность будет минимальной.

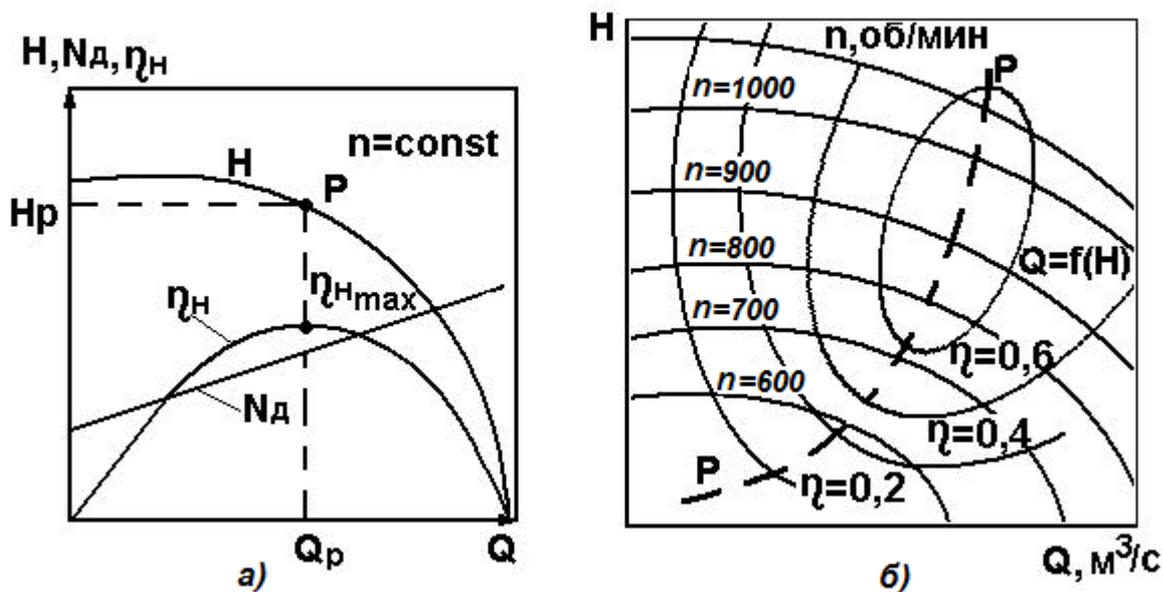


Рис.6.9. Характеристики центробежного насоса:

а) энергетические характеристики; б) универсальные характеристики.

В виду этого, во избежание перегрузки двигателя, пуск центробежных насосов производится всегда при закрытой задвижке на нагнетательном трубопроводе. И только после того, как двигатель наберёт рабочие обороты, задвижку плавно открывают. Отметим, что некоторые насосы развивают максимальный напор при начальном увеличении производительности после открытия задвижки, а потом он падает. Изменение подачи наступает внезапно, при этом в насосе вследствие гидравлических ударов возникают шумы и насос работает неустойчиво. По этой причине, скорость открытия задвижки обуславливается диаметром трубопровода и расходом жидкости: чем больше диаметр и выше расход, тем с меньшей скоростью открывают задвижку. На больших магистралях устанавливают, как правило, электроприводы задвижек с электронным программируемым управлением.

Для анализа работы центробежного насоса и выбора оптимального режима его работы при переменном числе оборотов $n \neq const$ более целесообразно использовать его, так называемую **универсальную характеристику** (рис.6.9б). Универсальные характеристики получают из обычных энергетических характеристик, но полученных при разных числах оборота двигателя. На рис.6.9б линия P-P соответствует максимальным значениям к.п.д. насоса при данных числах оборотов рабочего колеса. Универсальная характеристика позволяет наиболее полно провести анализ работы центробежного насоса и выбрать ее оптимальный режим.

Совместная характеристика насоса и сети и выбор рабочих точек насоса. В целом, как это следует из теории, производительность центробежного насоса зависит от напора и, следовательно, в значительной

степени обуславливается гидравлическим сопротивлением сети (трубопроводов и аппаратов), на которую он работает. В этой связи система насос- гидравлическая сеть всегда рассматривается как единое целое, и выбор насосного оборудования и трубопроводов решается на основе анализа совместной их.

Совместная работа насоса и гидравлической сети характеризуется так называемой рабочей точкой материального и энергетического равновесия системы. В инженерной практике

расчётов с целью определения параметров рабочей точки насоса получил распространение так называемый графоаналитический метод расчёта. С целью определения характеристик рабочей точки, на график энергетических характеристик насоса (рис.6.9а) накладывается характеристика гидравлической сети $H_c = f(Q)$. В свою очередь, для построения гидравлической характеристики сети необходимо, для целого ряда произвольно взятых значений расходов жидкости по соответствующим уравнениям, которые были рассмотрены и приведены в 5-ой главе, рассчитать полные потери напора. После этого, нанести на график все расчётные точки и соединить их плавной кривой.

На рис.6.10 приведён пример построения совместных характеристик насоса и сети и определения рабочей точки. Необходимо отметить, что в последнее время для расчёта гидравлических характеристик сетей разработаны и используются программные методы расчёта, что в существенной мере не только повысило точность, надёжность и быстроту вычислений, но и в значительной мере позволило расширить круг решаемых задач. Это особенно важно с точки зрения оптимизации процессов на всех уровнях выполнении проектных работ.

Напор H , который должен создавать насос, определяется по уравнению 6.4 и от объёмного расхода находится в квадратичной зависимости:

$$H = H_r + h_n = H_r + h_{mp} + h_{mc} = H_r + aQ^2. \quad (6.35)$$

Точка пересечения (точка P_1 на рис.6.10) двух кривых, отражающая одновременно характеристику и насоса и сети, является **рабочей** или **режимной** точкой. Эта точка соответствует максимальной подаче жидкости Q_1 насосом в данную сеть.

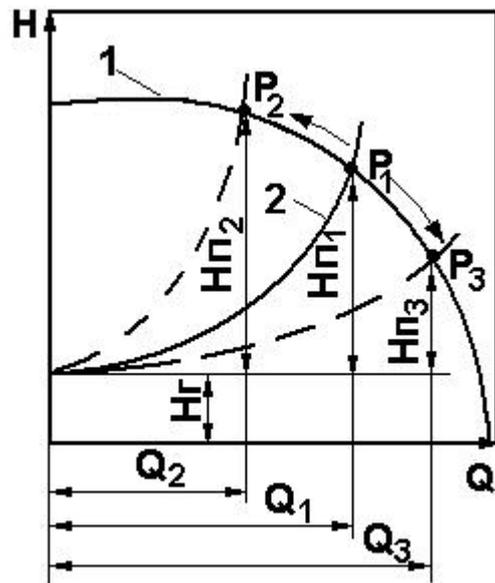


Рис.6.10. Совместные характеристики центробежного насоса и сети.

На графике показано, как будет изменяться положение рабочей точки в случае изменения гидравлической характеристики сети. При повышении гидравлического сопротивления сети рабочая точка смещается влево (точка P_2), при снижении – вправо (точка P_3). В первом случае подача насоса снижается, а во втором – повышается. Если необходимо увеличить подачу в сеть, то следует увеличить число оборотов рабочего колеса. Если это невозможно, то нужно поставить новый, более производительный насос или каким-то образом снизить гидравлическое сопротивление сети. При необходимости снижения подачи до величины Q_2 путем частичного перекрытия нагнетательного трубопровода потерянный напор увеличится на преодоление гидравлического сопротивления задвижки или вентиля на этом трубопроводе. Такое регулирование (снижение) допустимо только в случае малых производительностей насосов. Для условий больших подач для таких случаев следует рассмотреть возможность замены насоса меньшей производительности на насос большей производительности или снижения числа оборотов рабочего колеса.

Следовательно, центробежный насос должен выбираться таким образом, чтобы рабочая точка отвечала заданной производительности и напору при максимально возможных коэффициентах полезного действия.

Совместная работа насосов. Совместная работа насосов на общую нагнетательную линию применяется в тех случаях, когда требуемые значения объёмной производительности или напора не могут быть обеспечены одним насосом. При этом необходимо руководствоваться правилом: для повышения подачи насосы необходимо устанавливать параллельно, а с целью повышения напора – последовательно. Однако не следует ожидать кратного повышения указанных параметров при установке нескольких насосов. Например, при установке двух насосов параллельно или последовательно, подача и напор не удваивается, и для их определения требуются дополнительные расчёты.

При работе насосов на одну сеть: при параллельном соединении увеличивается производительность насосной установки, а при последовательном включении насосов в сеть увеличивается суммарный создаваемый напор.

6.4. Другие типы насосов

Диафрагмовые (мембранные) насосы. На рис.6.11 представлена принципиальная схема конструкции плунжерного мембранного насоса. В насосах подобного типа цилиндр с плунжером (или поршнем) не соприкасаются с перекачиваемой жидкостью. От перекачиваемой жидкости они отделены гибкой диафрагмой

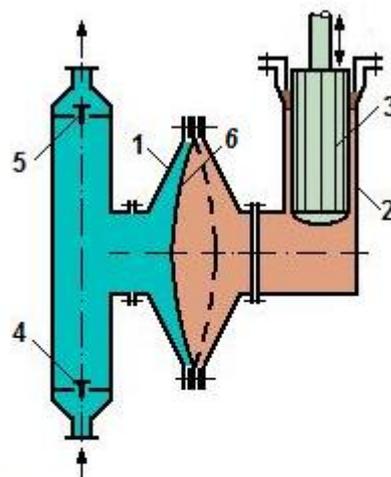


Рис.6.11.Схема диафрагменного (мембранного) насоса: 1-корпус; 2-цилиндр; 3-плунжер; 4,5-всасывающий и нагнетательный клапаны; 6-диафрагма (мембрана).

(мембраной). Движение плунжера вызывает прогиб мембраны и изменение давления с другой её стороны, вызывая поочерёдную работу клапанов.

Возвратно-поступательное движение мембраны может быть осуществлено при помощи непосредственного крепления мембраны к рабочему органу привода (штока, вала и т.д.). Одной из разновидностей таких приводов являются электромагнитные привода, в которых возвратно-поступательное движение осуществляется при помощи переменного электромагнитного поля. В таких насосах отсутствуют вращающиеся детали.

Погружные насосы. Отличительной особенностью погружных насосов является то, что рабочие органы таких насосов (колёса, винты, и т.д.), или весь насос в комплекте с приводом находятся непосредственно в перекачиваемой жидкости. В этом варианте привод такого насоса заключён в герметический корпус и может располагаться либо выше, либо ниже рабочего органа. В качестве привода используются электродвигатели или электромагниты. В общем случае тип привода погружного насоса и рабочего органа определяются требованиями по напору и производительности. Например, при сравнительно небольших напорах и больших производительностях могут использоваться погружные центробежные насосы. Пример такого насоса приведён на рис.6.12. В других случаях, когда требуются высокие значения напора, используются погружные винтовые насосы. Последние обычно используются при подъёме жидкости в скважинах, например при добыче нефти.

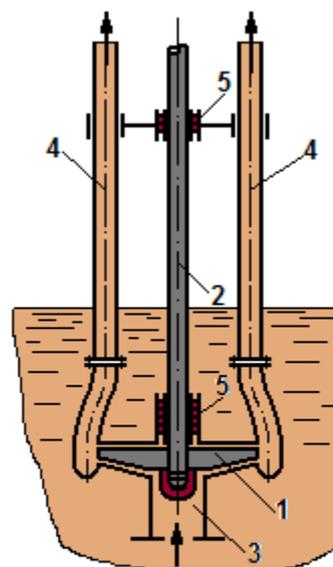


Рис.6.12. Схема погружного центробежного насоса: 1- рабочее колесо; 2-вал; 3- всасывающий патрубок; 4- напорные трубы; подшипник.

Бессальниковые насосы. Для многих типов насосов большой проблемой являются сальниковые уплотнения вала, которые обеспечивают устранение утечек перекачиваемой жидкости. Кроме того, неудовлетворительная работа сальников приводит к повышенному износу вала, и частые ремонтные работы существенно повышают эксплуатационные расходы. В бессальниковых насосах плотность при работе насосов обеспечивается специальными устройствами, например, добавочными колёсами с лопатками, которые при вращении вала отбрасывают частицы жидкости назад. В момент установки срабатывают специальные конусные устройства (втулки), которые под действием пружин сдвигаются и обжимают вал. Эти насосы надежны в работе и не дают утечки.

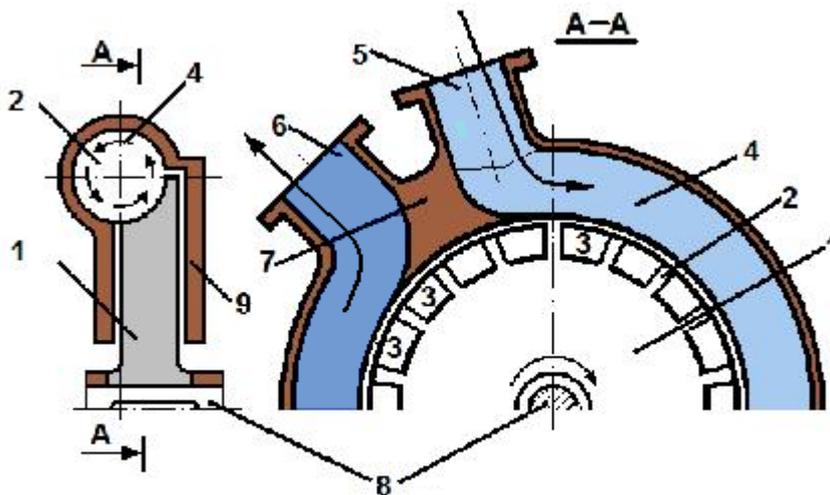


Рис.6.13. Схема вихревого насоса: 1-рабочее колесо; 2-лопатки; 3-межлопастные каналы; 4-кольцевой отвод; 5,6-всасывающий и нагнетательный клапаны; 7-разделитель потоков; 8-вал; 9-корпус.

Вихревые насосы. В этих насосах используется энергия вихревого движения жидкости, многократно попадающей на лопасти вращающегося рабочего колеса. Эти насосы характеризуются более высокими напорами, чем центробежные. Схема одной из конструкций насоса дана на рис. 6.13.

Между корпусом 9 и лопастным рабочим колесом 1 имеется кольцевой канал 4 с нагнетательным патрубком 6 в конце. Жидкость поступает через патрубок 5, в котором установлен всасывающий клапан, к основанию лопаток 2, отбрасывается центробежной силой в кольцевой канал и в вихревом движении перемещается к выходному патрубку.

Производительность вихревых насосов невысока (не более $40 \text{ м}^3/\text{ч}$). КПД – низкий ($0,2 \div 0,5$), но создаваемый напор может достигать 250 м.

Шестерённые насосы. Шестерённые насосы входят в группу так называемых, ротационных насосов. Схематично шестерённый насос представлен на рис. 6.14. В корпусе навстречу друг другу вращаются две шестерни, одна из которых является ведущей. Когда зубы шестерен выходят из зацепления, в полости создается разрежение. Жидкость поступает через всасывающий патрубок в корпус, захватывается зубьями шестерен и перемещается в направлении их вращения. Когда зубья

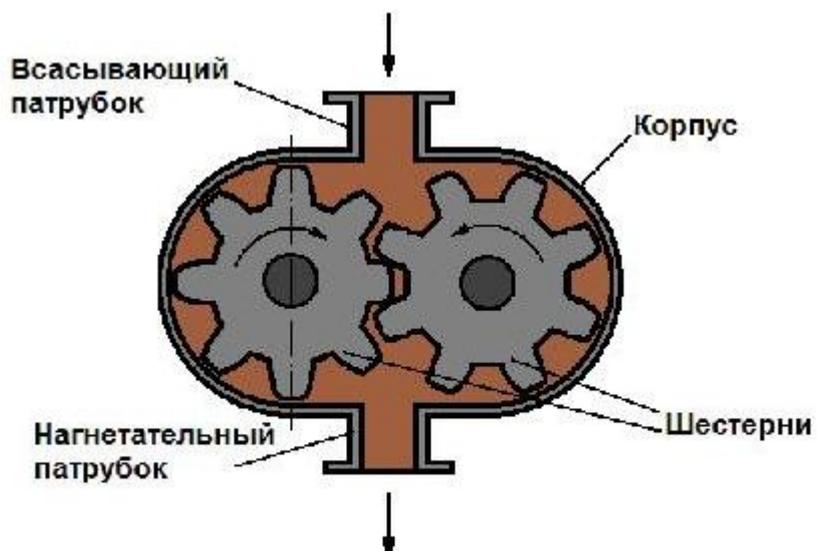


Рис.6.14. Схема шестерённого насоса:

вновь входят в зацепление, жидкость вытесняется за счет повышенного давления в нагнетательный трубопровод.

Существуют ротационные насосы с шестернями в виде восьмерок и пластинчатые насосы, у которых роль лопастей выполняют пластины, свободно входящие в прорези в роторе. Устройство их аналогично устройству компрессорных машин того же типа.

Струйные насосы. В этих насосах для перемещения жидкостей и создания напора используют кинетическую энергию другой жидкости, которую называют рабочей. В качестве рабочей жидкости (тела) обычно применяют пар или воду (рис. 6.15).

Рабочее тело 1 поступает с большой скоростью из сопла 1 через камеру смешения 2. При этом за счёт поверхностного трения в камере смешения создаётся разрежение, достаточное для того, чтобы из приёмной ёмкости (на рисунке не показана) жидкость поднималась в камеру смешения 2.

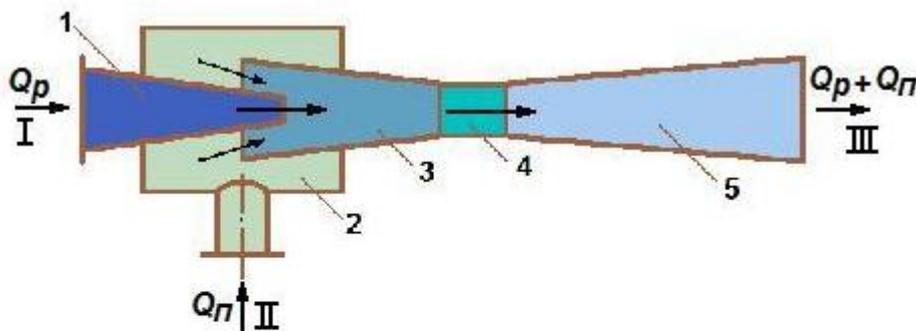


Рис.6.15. Струйный насос: 1-сопло; 2-камера смешения; 3-конфузор; 4- горловина; 5- диффузор. I - рабочее тело (вода, пар или газ); II- перекачиваемая жидкость; III- смесь.

Перекачиваемая жидкость смешивается с рабочим телом и далее смесь через конфузор 3 и горловину 4 поступает в сопло 5. На участке конфузор – горловина скорость потока возрастает, а в сопле постепенно падает. В соответствии с уравнением Бернулли кинетическая энергия жидкости переходит в потенциальную энергию давления. Под действием этого давления жидкость поступает в напорный трубопровод и смеситель 3 в диффузор 4, увлекая перекачиваемую жидкость I. В пароструйных насосах, помимо смешения жидкостей и передачи энергии перекачиваемой жидкости, происходит конденсация пара. Поэтому такие насосы применяются только в тех случаях, когда допустимо смешение перемещаемой жидкости с водой (конденсатом). Часто струйные насосы применяются также для смешения и нагревания жидкостей.

Монтежю. К объёмным насосам, которые перекачивают жидкость с помощью вытесняющей среды, относятся монтежю (рис. 6.17). Как правило, монтежю представляет собой резервуар 1, в котором для перекачивания жидкости используется энергия сжатого воздуха или какого-либо инертного

газа. Режим перекачивания – периодический. Для перекачивания, определённого количества жидкости, при открытом воздушном кране резервуар заполняется жидкостью через кран 2. Затем воздушник и кран 2 закрывают и открывают кран 6 на нагнетательной трубе 7. После этого через кран 3 подают сжатый газ, вытесняющий жидкость. Давление газа контролируется при помощи манометра 4. После окончания процесса перемещения жидкости, кран 3 закрывают и монтажу сообщают с атмосферой), или вакуум-линией (через кран 5), если заполнение резервуара проводится под вакуумом.

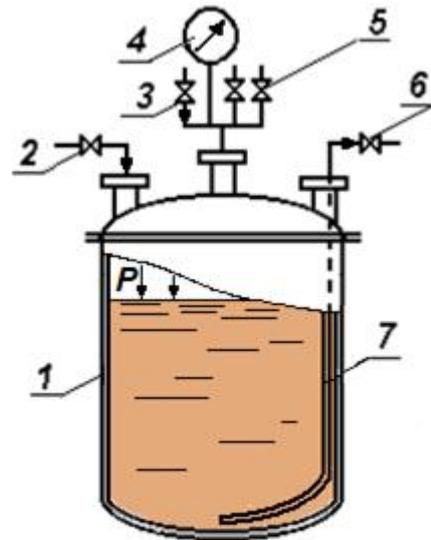


Рис.6.17. Монтажу: 1- корпус; 2- линия подачи перекачиваемой жидкости; 3- линия подачи сжатого воздуха; 4- манометр; 5- воздушник и линия вакуума; 6- напорный трубопровод.

Монтажу оказывается очень удобным в тех случаях, когда возникает необходимость перекачивания химически активных или очень загрязненных жидкостей. Кроме того, принцип использования монтажу часто используется при ремонтных работах различных ёмкостей и резервуаров. Коэффициент полезного действия монтажу составляет около 10÷20%.

Воздушные подъемники (эрлифты или газлифты). Воздушный подъемник (рис.6.18) состоит из подъемной трубы 3, погруженной под уровень перекачиваемой жидкости, трубы для подачи сжатого воздуха 1 и смесителя 2, где образуется газожидкостная смесь. При барботировании газа образуется газовоздушная смесь, которая вследствие меньшей плотности $\rho_{см}$ по отношению к плотности жидкости $\rho_{ж}$ поднимается по трубе 3. При огибании отбойника 4 из смеси выделяется газ, а жидкость сливается в сборник 5. Отработанный газ отводится через патрубок 6. По принципу сообщающихся сосудов в условиях гидростатического равновесия соблюдается баланс сил:

$$h_{жс}\rho_{жс} = (h_{жс} + H_2)\rho_{см}. \quad (6.36)$$

Из полученного выражения можно определить высоту подъема H_2 подъемника:

$$H_2 = h_{жс}(\rho_{жс} - \rho_{см})/\rho_{см}. \quad (6.37)$$

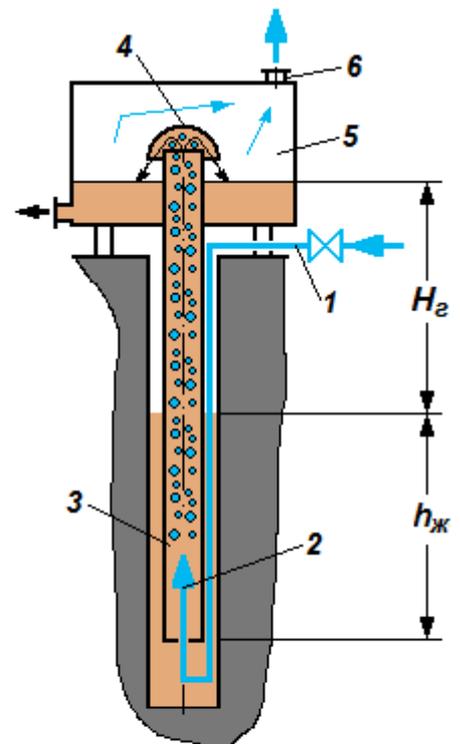
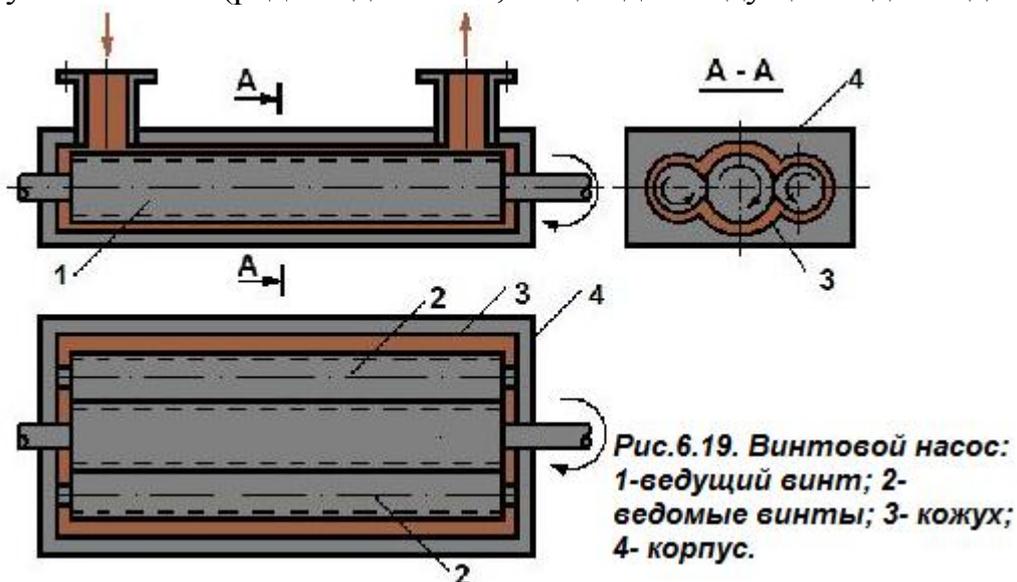


Рис.6.18. Воздушный подъемник. 1-линия подачи газа; 2- газораспределитель; 3- подъемная труба; 4- отбойник; 5- сборник; газовый патрубок.

Как следует из полученного выражения, высота подъёма может достигать очень высоких значений. Благодаря этому достоинству, а так же отсутствию дорогостоящего насосного оборудования, такие подъёмники часто используются для подъёма жидкостей из глубоких скважин. Однако, коэффициент полезного действия таких устройств невелик и составляет порядка 25÷35%. Основное достоинство – отсутствие движущихся частей.

Винтовые насосы. В этих насосах (рис.6.19) в качестве рабочего органа используются винты (редко один винт, чаще один ведущий и два ведомых),



заклѳенные в корпус. Ведущий винт приводится во вращение при помощи электропривода (обычно мотор-редуктора). Винты, как правило, имеют специальный профиль, чтобы линия их зацепления обеспечивала бы полную герметизацию области нагнетания и всасывания. Направление нарезки ведомых винтов противоположно направлению нарезки ведущего.

При вращении винтов, жидкость, заполняющая впадины в нарезках, перемещается по каналам в межвитковом пространстве и вытесняется в сторону нагнетания. Давление, развиваемое винтами, зависит от числа шагов нарезки и его геометрии и может достигать очень больших значений. Производительность винтовых насосов обуславливается как числом оборотов, так и геометрией нарезки. Винтовые насосы получили и получают в последнее время всё большее распространение в случаях, связанных с перемещением вязких или с большим содержанием тѳвдых частиц жидкостей (концентрированных суспензий и т.п.), когда требуются большие напоры. Например, при подъѳме нефтяных смесей из глубоких скважин, подачи расплавов полимерных материалов в головку экструзионных машин и т.д.

6.5. Сравнение насосов различных типов

В различных отраслях промышленности получили распространение практически все типы насосов, и сравнивать их между собой не всегда бывает оправданным. Однако, по основным показателям, главными из которых являются объѳмная производительность и развиваемый напор, все

насосы иногда целесообразно сравнить между собой для принятия правильного решения в выборе насоса. Для правильной оценки насосов целесообразно воспользоваться диаграммой, приведённой на рис.6.20.

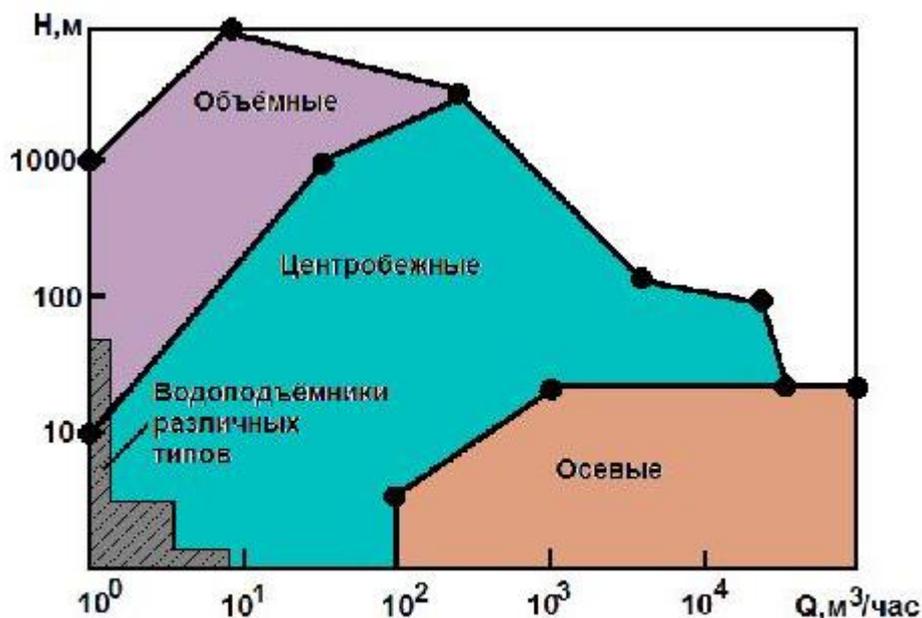


Рис.6.20. Сравнительные характеристики различных типов насосов.

На приведённой диаграмме все насосы по соотношению указанных параметров занимают определённое место на диаграмме. Так, например, объёмные насосы (поршневые, плунжерные, диафрагмовые, винтовые и др.) используются в тех случаях, когда требуются большие значения развиваемого напора H и сравнительно небольшие уровни подачи. Центробежные насосы обладают универсальностью главных характеристик: они обладают и сравнительно значительными уровнями развиваемых напоров и большими объёмными производительностями. Осевые насосы, обладая очень внушительными показателями объёмной производительности, в то же время развивают незначительные напоры. Сравнительно небольшими возможностями обладают другие устройства, например эрлифты, монтежю и др.

Краткий перечень основных достоинств и недостатков насосов.

Объёмные насосы. К числу основных достоинств поршневых и плунжерных насосов, как наиболее типичных представителей насосов этой группы, являются сравнительно высокий уровень к.п.д. и возможность подачи различных жидкостей, включая вязкие жидкости, практически под любым заданным напором. Это главное достоинство обеспечивается **независимостью их производительности от подачи**. Однако, эти насосы обладают и рядом существенных недостатков: они громоздки, обладают большой металлоёмкостью, периодичность всасывания и нагнетания, тихоходность, возвратно-поступательное движение требует прочных и тяжёлых фундаментов, большая занимаемая площадь, наличие клапанов,

потребность в установке промежуточных передаточных механизмов между двигателями и собственно насосом. И главным же недостатком является сравнительно низкий уровень производительности. Обычно для одного насоса она ограничивается уровнем порядка $150 \text{ м}^3/\text{ч}$.

К насосам этой же группы относятся роторные насосы: шестерённые, винтовые, пластинчатые и др. Основными отличительными характеристиками этих насосов является отсутствие клапанов, относительная равномерность подачи, непосредственное соединение с электродвигателем (чаще с мотор-редукторами). Одним из несомненных достоинств этих насосов является высокий уровень развиваемых давлений (напоров): например, винтовые насосы при производительности около $360 \text{ м}^3/\text{ч}$ способны развивать давление порядка 30 МПа и более при числе оборотов до 10 000 об/мин. Если раньше (в пределах 10-15 лет) такие насосы использовались только, в основном, для перекачивания чистых жидкостей, то современные конструкции могут перекачивать и весьма загрязнённые жидкости.

Динамические насосы. Среди насосов этой группы наибольшее распространение получили центробежные насосы. Следует заметить, что они практически во всех отраслях промышленности полностью заменили поршневые насосы. Безусловно, по своим характеристикам они во много превосходят все насосы из всех групп. К числу главных достоинств следует отнести: малая металлоёмкость, сравнительно небольшой вес, лёгкий фундамент, низкая стоимость, высокая производительность при плавной и непрерывной подаче, непосредственное соединение с электродвигателем, возможность перекачивания практически любых жидкостей (в том числе и загрязнённых жидкостей), за исключением высоковязких, высокая надёжность и длительный ресурс работы.

Одними из существенных недостатков центробежных насосов является то, что его напор зависит его производительности: с увеличением производительности напор снижается, что делает эти насосы весьма чувствительными к гидравлическим сопротивлениям сетей, на которые они работают.

ГЛАВА 7. СЖАТИЕ И ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ГАЗОВ

7.1. Классификация компрессоров

Процессы транспортирования газов, в отличие от транспортирования капельных жидкостей, обладают целым рядом специфических особенностей. Прежде всего, газы в общем случае являются сжимаемыми телами, а поскольку движущей силой перемещения текучих сред является разность давлений, то процессы транспорта газов органически связаны с процессами их сжатия. А процессы сжатия, прежде всего, являются термодинамическими процессами. Поэтому и теоретически, и практически, процессы перемещения газов рассматриваются одновременно с термодинамикой процесса их сжатия. Однако, практические данные показывают, что с достаточной степенью точности, газы в области умеренных давлений, порядка до 1 МПа и скоростью течения меньшей, чем скорость звука (число Маха $Ma \ll 1$), можно считать несжимаемыми и для расчёта процессов их перемещения можно пользоваться уравнениями и зависимостями, полученными для капельных жидкостей. При больших давлениях газа, что имеет место при процессах производства сжатого газа, или транспортирования газа на большие расстояния (десятки и сотни километров), необходимо учитывать термодинамику процесса сжатия. Кроме того, необходимо учитывать и тот факт, что сжатие газов при транспортировке способствует не только ускорению газовых потоков и уменьшению рабочих объемов аппаратов, но и вследствие увеличения плотности повышает массовую производительность. Необходимо учитывать и то, что в принципе механическое создание вакуума то же является процессом сжатия. На практике в различных отраслях промышленности давление газов может составлять от 10^{-3} до 10^9 Па (иногда и более).

Машины, служащие для перемещения и сжатия газов, называются компрессорами (компрессорными машинами).

Отношение конечного давления P_2 , создаваемого компрессором, к начальному давлению P_1 , при котором происходит всасывание газа, называется степенью сжатия.

В зависимости от величины P_2/P_1 различают следующие виды компрессорных машин:

- 1) низкого давления ($P_2/P_1 < 1,1$) – вентиляторы;
- 2) среднего давления ($1,1 < P_2/P_1 < 3,0$) (без охлаждения – газодувки);
- 3) высокого давления ($P_2/P_1 > 3,0$) (с охлаждением – компрессоры);
- 4) вакуумные (разрежение более 0,05 МПа) – вакуум-насосы.

Принцип действия этих групп одинаков, хотя конструктивно они могут значительно отличаться. Поэтому, все вышеперечисленные машины можно рассматривать как разновидности компрессоров.

По конструктивному признаку компрессоры делятся на следующие группы: поршневые, ротационные, центробежные, осевые и струйные.

Центробежные машины, предназначенные для сжатия и перемещения газов, называются турбокомпрессорами, турбогазодувками или

вентиляторами (в зависимости от создаваемого давления). Вентиляторы выполняются в виде центробежных или осевых машин.

Вакуум-насосы представляют собой компрессоры, в которых газ засасывается при разрежении и выталкивается под давлением несколько больше атмосферного. Для создания вакуума используются поршневые, ротационные и струйные вакуум-насосы.

Классификационная схема компрессоров приведена на рис.7.1.

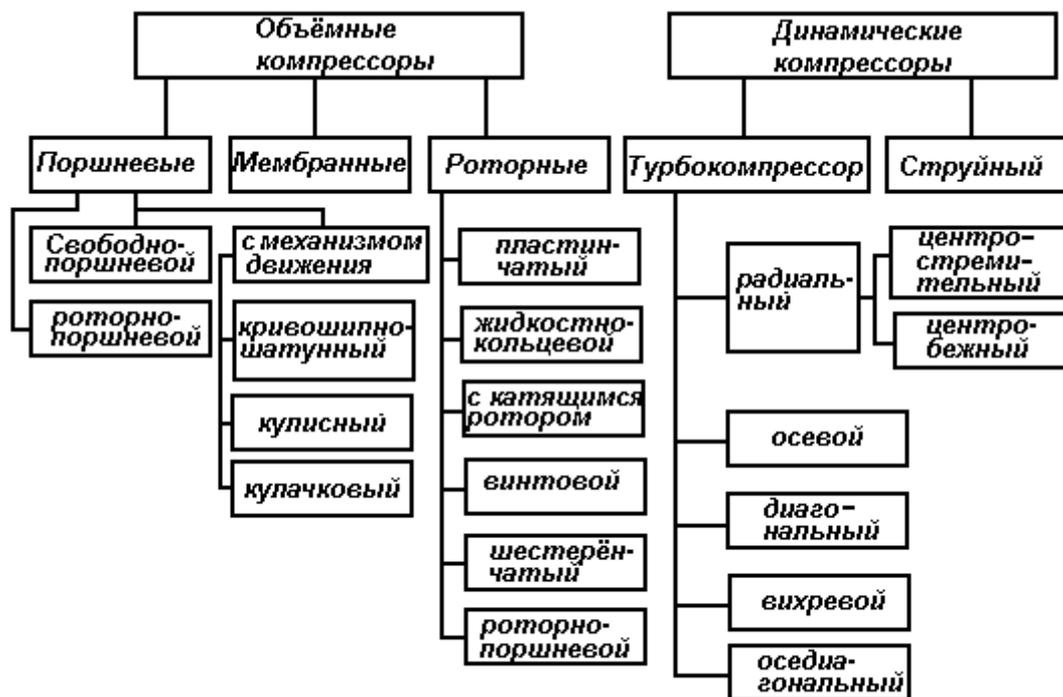


Рис.7.1. Классификация основных типов компрессоров

7.2. Термодинамика компрессорного процесса

Сжатие реального газа сопровождается изменением его объема, давления и температуры. Теория процесса сжатия базируется на представлениях об идеальном газе, состояние которого описывается известным уравнением Менделеева-Клапейрона, которое для 1кг газа может быть записано следующим образом:

$$p = \rho RT. \quad (7.1)$$

С учётом сжимаемости (для реальных газов) следует пользоваться уравнением состояния реального газа

$$p = Z\rho RT. \quad (7.2)$$

Совместное использование первого закона термодинамики и уравнения состояния идеального газ приводит к следующим уравнениям, которые описывают процессы компримирования:

- политропный процесс: $\frac{p}{\rho^n} = const, pV^n = const;$ (7.3)

- адиабатный процесс: $\frac{p}{\rho^k} = const, pV^k = const;$ (7.4)

- изотермический процесс: $\frac{p}{\rho} = const, pV^1 = const.$ (7.5)

Полиτροнный процесс является общим видом термодинамического процесса и протекает в компрессорах в зависимости от внешних и внутренних условий с показателем политропы $k=1,15 \div 1,80$.

Адиабатный процесс – это процесс без теплообмена с внешней средой. Следовательно, выделяющееся тепло при трении и вихреобразовании затрачивается на повышение температуры газа. Строго говоря, на практике получить 100%-ный адиабатный процесс не удаётся.

Изотермический процесс протекает при постоянной температуре. Следовательно, выделяющееся тепло при трении и вихреобразовании необходимо полностью отводить, что так же практически невозможно.

Иногда рассматривают **изоэнтропийный процесс**, который характеризуется постоянством энтропии $S=\text{const}$. Этот процесс протекает при отсутствии теплообмена с внешней средой (адиабатный) и без внутреннего тепловыделения. Такой процесс на практике так же невозможен.

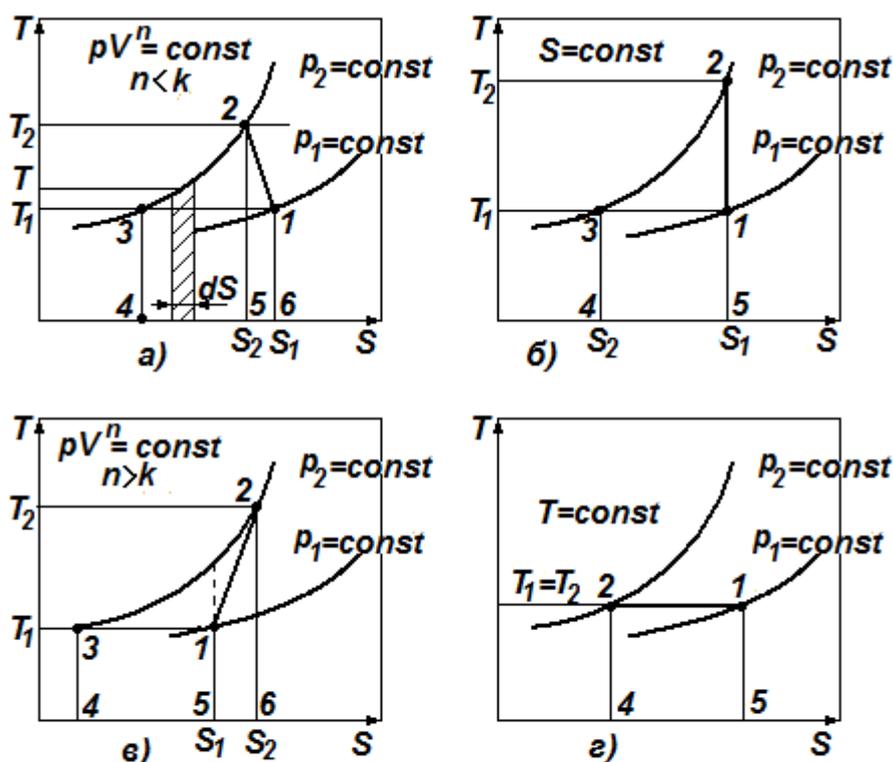


Рис.7.1. Диаграммы T - S процессов : а),б) - политропные процессы; в)- изоэнтропийный процесс; г)-изотермический процесс.

Все указанные процессы удобно изображать на T – S диаграмме (рис.7.1). Процессы сжатия на всех четырёх диаграммах изображаются линиями 1-2.

На рис.7.1а и 7.1б сжатие сопровождается изменением энтропии и повышением температуры, энтальпия при этом возрастает.

В политропном процессе при $n < k$ линия 1-2 отображает процесс сжатия, протекающий в рабочей полости компрессора; линия 2-3 – процесс изобарного охлаждения газа, уходящего из компрессора. Этот процесс протекает в холодильнике компрессора.

В соответствии с определением энтропия определяется отношением работы к температуре $dS = \frac{dQ}{T}$. Тогда для процессов 1-2 и 2-3 можно записать:

$$Q_{1-2} = \int_1^2 T dS \quad \text{и} \quad Q_{2-3} = \int_2^3 T dS. \quad (7.6)$$

Подинтегральное выражение в уравнениях 7.6 являются (в геометрическом смысле) элементарными площадями процессов сжатия и охлаждения. Следовательно, работа сжатия изображается площадями диаграммы 1-2-5-6 и 2-3-4-5.

Для расчёта работы процесса сжатия удобнее пользоваться p - v (v -удельный объём), представленной на рис.7.2. Работа сжатия на диаграмме отображается площадью, ограниченной изобарами p_1 и p_2 , политропой сжатия (1-2...) и осью ординат:

$$\text{при } n < k \text{ работа равна: } L = - \int_1^2 p dv + p_2 v_2 - p_1 v_1. \quad (7.7)$$

Для политропного сжатия $p v^n = p_1 v_1^n$:

$$L_{пол} = [n/(n-1)p_1 v_1] [(p_2/p_1)^{(n-1)/n} - 1]. \quad (7.8)$$

Это же уравнение можно представить в другом виде, если учесть взаимосвязь между давлением и температурой

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{n/(n-1)}. \quad (7.9)$$

С учётом уравнения $p_1 v_1 = RT_1$ уравнение 7.9 можно переписать:

$$L_{пол} = [n/(n-1)]R(T_2 - T_1). \quad (7.10)$$

Аналогичным образом определяются работы сжатия и для других процессов. Соответствующие же уравнения для расчёта работы можно найти в справочниках.

К таким же результатам можно подойти, если для оценки работы сжатия использовать уравнение Бернулли:

$$L + q = (H_2 - H_1) + g(z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}. \quad (7.11)$$

Для газов, ввиду их малой плотности, можно пренебречь разностью $z_2 \approx z_1$ высот и разностью скоростей газа до и после сжатия $w_2^2 - w_1^2 \approx 0$. Тогда уравнение 7.11 принимает вид:

$$L + q = (H_2 - H_1). \quad (7.12)$$

То есть, затраченная в компрессоре работа L и подведенное к газу тепло

q расходуется на увеличение энтальпии газа.

При адиабатическом сжатии нет ни подвода, ни отвода тепла, т. е. $q=0$ и $L = (H_2 - H_1)$, это значит, что вся затраченная в компрессоре работа превращается в тепло и расходуется на нагревание газа. Энтальпия газа возрастает. Температура газа значительно повышается.

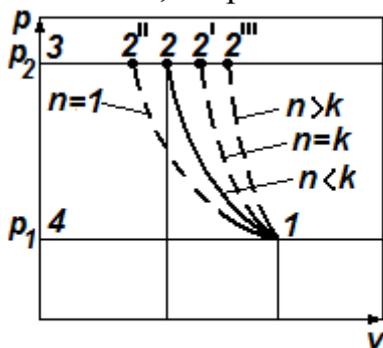


Рис.7.2. Диаграммы p - v компрессорных процессов.

При изотермическом сжатии газа энтальпия его не изменяется, тогда и $L + q = 0$ и $L = -q$. Знак минус перед q указывает, что тепло отводится. Вся затраченная работа превращается в тепло и отводится от газа. Температура его остается постоянной. Значит, при изотермическом сжатии газа компрессор нужно охлаждать, отводя тепло, эквивалентное затраченной работе.

7.3. Мощность компрессоров

Теоретическая мощность, расходуемая в компрессоре, определяется как произведение производительности на удельную работу сжатия газа:

$$N_T = \frac{GL}{1000} = \frac{\rho QL}{1000} \text{ (кВт)}. \quad (7.13)$$

С учётом всевозможных потерь мощность двигателя компрессора может быть определена аналогично, как для насосов:

$$N_T = \frac{GL}{1000} = \frac{\rho QL}{1000 \eta_{к.уст.}}, \quad (7.14)$$

здесь $\eta_{к.уст.} = \eta_v \eta_{мех.} \eta_{пер.} \eta_{дв.}$ - к.п.д. компрессорной установки.

Для изотермического сжатия газа:

$$N_T = \frac{p_1 v_1}{1000} \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (7.15)$$

Для адиабатического или политропического сжатия газа:

$$N_T = \frac{n}{n-1} \frac{p_1 v_1}{1000} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (7.16)$$

Для оценки эффективности компрессорных машин проводится сравнение данной компрессорной машины с наиболее экономичной машиной того же класса.

Поскольку наименьшая работа затрачивается при изотермическом сжатии газа, для компрессоров, работающих с охлаждением газа, сравнение проводится с условной машиной, сжимающей газ по изотерме.

Отношение мощности при изотермическом сжатии $N_{из}$ к индикаторной мощности (фактической) $N_{инд}$ характеризует совершенство теплового процесса в компрессоре, работающем с охлаждением газа, и носит название изотермического КПД ($\eta_{инд}$):

$$\eta_{инд} = \frac{N_{из}}{N_{инд}}. \quad (7.17)$$

Индикаторная мощность компрессоров, работающих без охлаждения газа, сравнивается с мощностью условной машины, сжимающей газ по адиабате. Совершенство теплового процесса таких компрессоров характеризуется отношением мощности при адиабатическом сжатии и индикаторной мощности, называется адиабатическим КПД ($\eta_{ад}$):

$$\eta_{ад} = \frac{N_{ад}}{N_{инд}}. \quad (7.18)$$

Для уменьшения расхода энергии цилиндр компрессора обычно интенсивно охлаждают, чтобы приблизить процесс к изотермическому. Такой процесс, называемый политропным и он оказывается средним между

адиабатическим и изотермическим. Расход мощности для него меньше, чем для адиабатического, и показатель политропы больше показателя адиабаты.

Значения к.п.д. для различных компрессоров колеблются в пределах:

$$\eta_{\text{из}}=0,64\div 0,78;$$

$$\eta_{\text{ад}}=0,93\div 0,97;$$

$$\eta_{\text{мех}}=0,85\div 0,9.$$

7.4. Некоторые типовые конструкции компрессоров.

7.4.1. Поршневые компрессоры.

Поршневые компрессоры по числу ступеней сжатия делятся на одноступенчатые и многоступенчатые, а по характеру действия – на компрессоры простого (одинарного) и двойного действия.

Одноступенчатые компрессоры изготавливаются горизонтальными и вертикальными: горизонтальные компрессоры являются большей частью машинами двойного действия, а вертикальные – простого действия.

Одноступенчатый компрессор простого действия (рис. 7.3). Основные части компрессора: цилиндр 1, поршень 2 и клапаны 3 и 4. Двигаясь влево, поршень сжимает газ. Нагнетательный клапан 4 открывается, когда разность давлений в цилиндре и напорном патрубке окажется достаточной для преодоления сопротивления пружины клапана.

При ходе поршня вправо в цилиндре создается разрежение и открывается всасывающий клапан 3. Поршень непосредственно соединен с шатуном. Такие компрессоры отличаются простотой устройства – они не имеют сальника и ползуна (крейцкопфа).

В одноступенчатых компрессорах двойного действия сжатие газа происходит поочередно по обе стороны поршня. Цилиндр имеет две пары клапанов. Устройство таких компрессоров сложнее, но зато при равном весе и равной занимаемой площади они дают вдвое большую производительность, чем компрессоры простого действия.

Для охлаждения сжатого газа цилиндр, а иногда и крышки компрессоров снабжают водяными рубашками (5).

Для увеличения производительности одноступенчатых компрессоров простого и двойного действия они изготавливаются многоцилиндровыми, с приводом от одного коленчатого вала с кривошипами, сдвинутыми друг относительно друга на угол 180° или 90° .

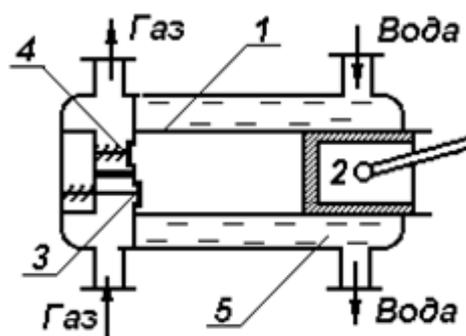


Рис.7.3. Схема одноступенчатого компрессора простого действия.

Индикаторная диаграмма компрессора

На рис. 7.4 приведена диаграмма, снимаемая при испытании компрессора. Линия 1-2 – повышение давления; линия 2-3 – процесс подачи газа. Когда поршень приходит в левое крайнее положение, некоторый объем газа остается в цилиндре – $(V_0 - V_1)$. В начале хода поршня вправо нагнетательный клапан закрывается и остаток газа расширяется по линии 3-4 (политропе) до тех пор, когда давление в цилиндре станет меньше, чем во всасывающем патрубке. Всасывающий клапан открывается, начинается всасывание по линии 4-1 (изобаре, теоретически).

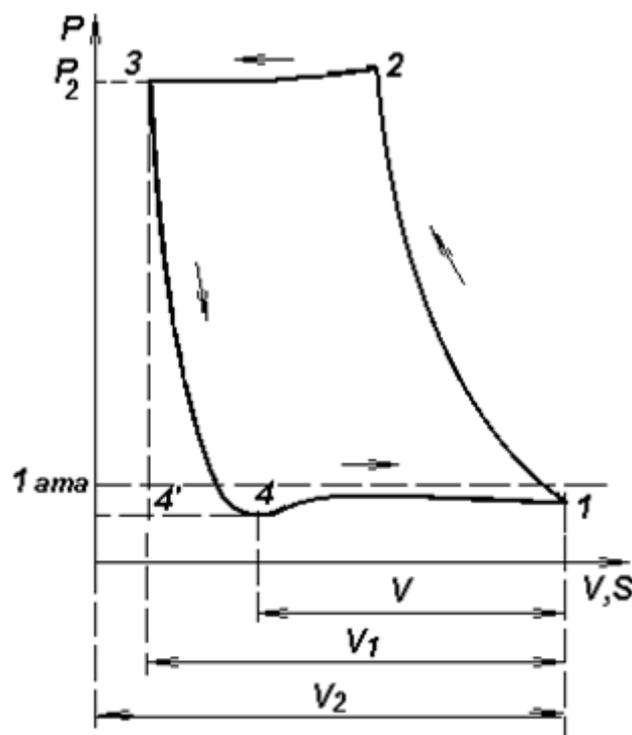


Рис.7.4. Индикаторная диаграмма поршневого компрессора.

Отклонение линий 2-3 и 4-1 от изобар объясняется запаздыванием реакции клапанов. Если обозначить: V_0 – полный объем цилиндра; компрессора, m^3 ; V_1 – объем, описываемый поршнем, m^3 ; то отношение $\frac{V_0 - V_1}{V_1} = \epsilon$ характеризует величину вредного пространства в долях от V_1 ;

Если V_0 – действительный объем газа, всасываемый компрессором за один ход поршня, m^3 , то: отношение $V_0 / V_1 = \lambda_0$ – называется – объемным к.п.д. компрессора может быть определен графически по длинам отрезков 1-4 и 1-4'.

Значение λ_0 зависит от p_2 . Чем больше p_2 , тем больший объем занимает при расширении газ, оставшийся во вредном пространстве, и тем меньший объем засасывается. При некотором значении p_2 $V_q = 0$ и $V_q / V_1 = 0$. Отношение p_2 / p_1 , при котором $\lambda = 0$, называется пределом сжатия. При предельном значении степени сжатия газ, находящийся во вредном пространстве, расширяясь, занимает весь объем цилиндра. Всасывание газа в цилиндр прекращается, и производительность компрессора становится равной нулю.

7.4.2. Многоступенчатое сжатие

В одноступенчатом компрессоре $p_2 \approx 0,6 \div 0,8$ МПа. С увеличением степени сжатия в одной ступени возрастают потери, связанные со сжатием газа во вредном пространстве, недопустимо поднимается температура, уменьшается объемный к.п.д. компрессора и возрастает расход энергии на сжатие газа. Поэтому сжатие газа до более высоких давлений производится в нескольких последовательно соединенных ступенях, между которыми помещаются промежуточные холодильники для охлаждения газа до температуры, возможно более близкой к температуре газа во вредном

пространстве, и, соответственно, увеличивается объемный к.п.д. компрессора.

Различают многоступенчатые компрессоры со ступенями сжатия в отдельно установленных цилиндрах и со ступенями сжатия в одном цилиндре с дифференциальным поршнем. Обычными схемами изготовления компрессоров являются схема расположения цилиндров по одной оси (*тандем*) или схема с параллельными цилиндрами (*компаунд*).

За последнее время получили распространение оппозитные компрессоры со взаимно противоположным направлением движения поршней. В этих компрессорах цилиндры располагаются по обе стороны коленчатого вала. В оппозитных компрессорах скорость вращения вала увеличена в 2-2,5 раза, что существенно повышает производительность компрессоров.

Давление при многоступенчатом сжатии подбирается по ступеням таким образом, чтобы суммарная работа сжатия была наименьшей. Линия сжатия многоступенчатого компрессора с ростом числа ступеней все более приближается к изотерме. В то же время с ростом числа ступеней усложняется конструкция машины, увеличиваются и стоимость, и расходы на эксплуатацию. При числе ступеней более 5÷6 экономия в расходе энергии уже не компенсирует возрастания капитальных затрат и эксплуатационных расходов. Поэтому обычно не делают число ступеней больше шести.

Производительность компрессора. Теоретическая производительность поршневого компрессора равна объему, описываемому поршнем в единицу времени (так же как и для насосов). Фактически производительность компрессора, если пренебречь площадью сечения штока, составляет:

$$V = i\lambda zLSn. \quad (7.19)$$

здесь z – число всасывающих сторон поршня;

S - площадь поршня;

i – количество поршней;

λ – коэффициент подачи, учитывающий все потери производительности: за счет вредного пространства, утечки газа через неплотности и подогрев его на входе в цилиндр. Эта формула применима для всех поршневых машин.

Производительность поршневых компрессоров – до 30000м³/ч.

7.4.3. Ротационные компрессоры. Пластинчатый ротационный компрессор (рис. 7.5) имеет цилиндрический ротор 1, эксцентрично установленный в корпусе 2, снабженном водяной рубашкой. В радиальных прорезях ротора свободно скользят пластины 3. При вращении ротора пластины под действием центробежной силы выдвигаются из прорезей и скользят по внутренней поверхности корпуса, образуя замкнутые камеры. Объем камер увеличивается слева от вертикальной оси корпуса и уменьшается справа от нее. Соответственно этому газ засасывается через патрубок 4, затем сжимается и нагнетается через патрубок 5. Ротационные компрессоры

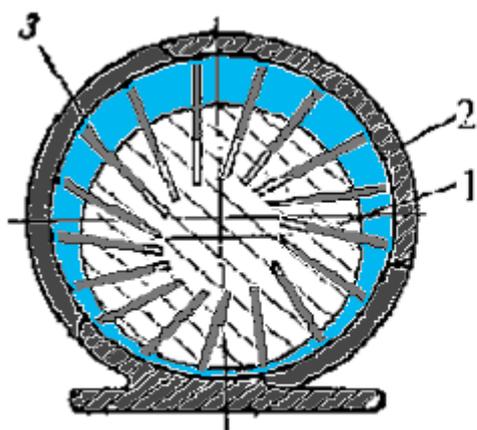


Рис.7.5. Схема ротационного пластинчатого компрессора.

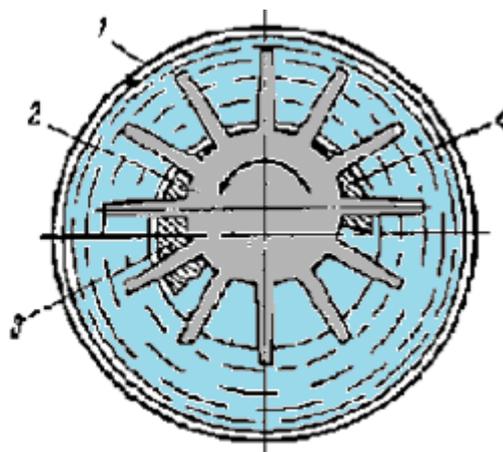


Рис.7.6. Схема водокольцевого ротационного компрессора

бывают одно- и двухступенчатые. В одноступенчатых давление сжатия достигает 0,5 МПа, в двухступенчатых – 1,5 МПа.

Производительность ротационных компрессоров – до 2000м³/ч.

Водокольцевой ротационный компрессор (рис.7.6) состоит из корпуса 1 и эксцентрично установленного в нем ротора 2 с лопатками (звездочками). Перед пуском корпус почти наполовину заполняется водой, которая при вращении ротора отбрасывается к стенкам корпуса, образуя около них вращающееся жидкостное кольцо. Вследствие эксцентricности ротора пространство, не заполненное жидкостью, делится лопатками ротора на ячейки неодинакового объема. В ячейки, объем которых увеличивается при вращении ротора, газ засасывается через отверстие 3, затем сжимается в ячейках с уменьшающимся объемом и выталкивается через отверстие 4. Патрубки для входа и выхода газа располагаются на торцевых крышках компрессора.

Водокольцевые компрессоры создают небольшое избыточное давление (до 0,1 МПа) и чаще используются в качестве газодувок и вакуум-насосов. Производительность – до 5000 м³/ч.

7.4.4. Центробежные компрессорные машины (вентиляторы и компрессоры)

Центробежные вентиляторы делятся на вентиляторы низкого давления ($p < 100$ мм в.с.), среднего давления ($p = 100 \div 300$ мм в.с.) и вентиляторы высокого давления ($p = 300 \div 1000$ мм вод.ст.). Центробежный вентилятор (рис. 7.7) имеет корпус 1, в котором вращается рабочее колесо 2 с большим числом часто посаженных лопаток. Газ поступает по оси колеса через всасывающий патрубок 3, захватывается лопатками и выбрасывается из корпуса через нагнетательный патрубок 4.

Характеристики вентилятора. Благодаря тому, что давление в вентиляторе изменяется незначительно, можно пренебречь изменением плотности газа. Это упрощает выводы и расчеты, которые можно производить как для центробежных насосов. Скорость во всасывающем

патрубке вентилятора обычно бывает $13 \div 30$ м/с. Номер вентилятора в каталоге определяется диаметром рабочего колеса и представляет диаметр в мм, деленный на 100. Например, если $D=300$ мм - №3

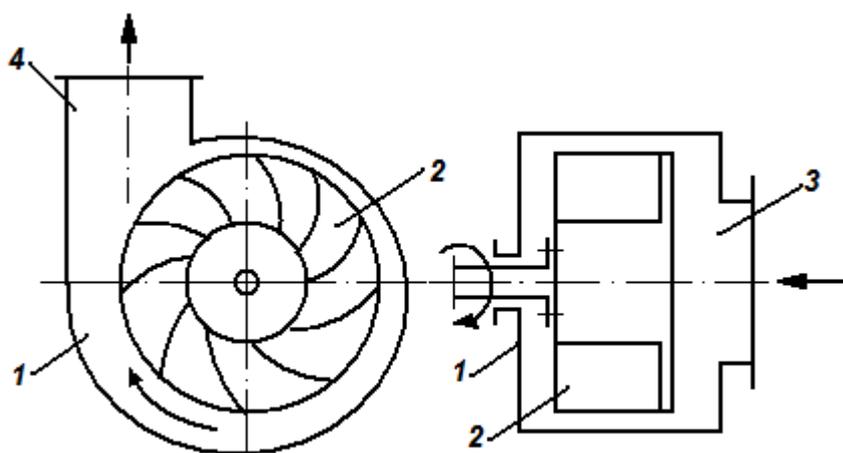


Рис.7.7. Схема центробежного вентилятора.

Полное давление, создаваемое вентилятором, представляет собой сумму статического и динамического давлений. Статическое давление равно потере давления в газопроводах и аппаратах, расположенных на всасывающей и нагнетающей линиях. Динамическое давление определяется по скорости газа в нагнетательном патрубке вентилятора.

Вентиляторы, как и центробежные насосы, имеют рабочую характеристику, выражающую зависимость p , N , и η от объемной производительности V при $n=\text{const}$ и постоянной плотности газа. Характеристику устанавливают опытным путем, причем результаты испытаний обычно относят к постоянной плотности воздуха $\rho_{\text{ст}}=1,2$ кг/м³, т. е. вентиляторы рассчитывают при стандартных условиях, т. е. на воздух при давлении 760 мм рт.ст., температуре 20°C и относительной влажности 50%. При выборе вентилятора по каталогам стандартные величины определяются по формулам:

$$p_{\text{ст}} = p \frac{\rho_{\text{ст}}}{\rho} \quad \text{и} \quad N_{\text{ст}} = N \frac{\rho_{\text{ст}}}{\rho}. \quad (7.20)$$

Индекс «ст» означает, что величина взята при стандартных условиях. Стандарт не разрешает использовать вентиляторы на расчетном режиме при к.п.д. ниже $0,9 \cdot \eta_{\text{max}}$.

Рабочий режим вентилятора определяется по точке пересечения его характеристики с характеристикой газопровода. Регулирование производительности вентилятора производится при $n=\text{const}$ изменением сопротивления трубопровода с помощью задвижки или поворотной заслонки. В особых случаях производительность вентиляторов регулируется числом оборотов при помощи частотных регуляторов.

Для заказа вентилятора, кроме типа, номера и числа оборотов, дополнительно нужно указать: направление вращения ротора, положение всасывающего и напорного патрубков и тип электродвигателя (открытый, закрытый, короткозамкнутый или с фазовым ротором).

Вентиляторы используются для создания искусственной тяги.

Производительность центробежных вентиляторов может достигать до 50000 м³/ч и более.

Турбогазодувки и турбокомпрессоры. Турбогазодувки и турбокомпрессоры не отличаются по принципу действия от центробежных вентиляторов. Создаваемое ими избыточное давление значительно выше и пренебрегать в данном случае изменением плотности сжимаемого газа нельзя.

При необходимости создания более высокого давления применяются многоступенчатые машины.

Одноступенчатые турбогазодувки по существу являются разновидностью вентиляторов высокого давления, развиваемое ими избыточное давление не превышает 0,03 МПа.

Обязательным элементом турбогазодувки является направляющий аппарат (неподвижное колесо с лопатками), служащий для снижения сопротивления, перевода потока со ступени на ступень и преобразования кинетической энергии в потенциальную.

При работе с токсичными и взрывоопасными газами турбогазодувки снабжаются специальными уплотнениями с масляными затворами и кранами для промывки от загрязнений.

Вследствие невысокой степени сжатия в турбогазодувках число ступеней в них не превышает 3-4 и охлаждение газа между ступенями не производится.

Производительность турбогазодувки достигает 50000 м³/ч и более.

Для получения более высоких степеней сжатия применяют турбокомпрессоры. Турбокомпрессоры отличаются от турбогазодувок количеством ступеней, их размерами и скоростью вращения колес, которая достигает 270 м/с.

Рабочие колеса турбокомпрессора устанавливаются секциями. Например, 12-ти ступенчатый компрессор имеет 4 секции по 3 колеса в каждой секции. В пределах каждой секции находятся колеса одного диаметра. Размеры колес уменьшаются в соответствии с уменьшением объема газа, по мере его сжатия.

В турбокомпрессорах газ охлаждается при помощи водяной рубашки в виде сообщающихся камер, отлитых в корпусе (в малых машинах), либо газ проходит через наружные водяные холодильники.

Турбокомпрессоры создают давление до 3 МПа. Изотермический к.п.д. для них составляет 0,5÷0,7. Производительность достигает 50000 м³/ч.

Осевые вентиляторы и компрессоры. Осевые (пропеллерные) вентиляторы применяются, когда нужно перемещать большие объемы воздуха при малом напоре (не более 25 мм вод. ст.). Рабочее колесо такого вентилятора состоит из нескольких радиально расположенных лопаток (пропеллера). Быстро вращающиеся лопатки встречают воздух под некоторым углом и ударами создают ток воздуха в направлении, параллельном оси вращения колеса. Колесо обычно закрепляют непосредственно на валу двигателя, возможно реверсирование.

Осевые вентиляторы устанавливаются в отверстиях в стенах или потолках. Использование системы трубопроводов при малом напоре нецелесообразно. Существуют пылевые осевые вентиляторы, более прочные, и дымососы, подшипники последних снабжаются водяным охлаждением. Производительность осевых вентиляторов может быть до 50000 м³/ч. и выше.

Осевые компрессоры представляют собой, по существу, многоступенчатые осевые вентиляторы. Они применяются при больших подачах и сравнительно невысоких степенях сжатия. Развиваемое давление достигает 0,6 МПа. Эти компрессоры отличаются высоким к.п.д. Обычно осуществляется непосредственный привод их от быстроходных газовых турбин.

Производительность осевых компрессоров превышает 8000 м³/ч.

Винтовые компрессоры. Винтовые компрессоры конструктивно похожи на шнековые устройства. Эти машины создают давление до 0,8 МПа, причем с к.п.д. большим, чем у других машин. К их достоинствам относятся компактность, быстроходность и чистота подаваемого газа. Серьезными недостатками являются сложность изготовления винтовых роторов и высокий уровень шума при работе.

Производительность винтовых компрессоров небольшая.

7.4.5. Вакуум-насосы

Отличительной особенностью вакуум-насосов является высокая степень сжатия газа. Повышение степени сжатия связано со снижением объемного КПД и производительности насоса, поэтому стремятся по возможности уменьшить вредное пространство в них.

Главным образом применяются поршневые, ротационные и струйные вакуум-насосы.

Поршневые вакуум-насосы делятся на сухие и мокрые, последние откачивают газ вместе с жидкостью. Конструктивно они, в принципе, не отличаются от поршневых компрессоров.

Из ротационных вакуум-насосов наиболее распространены в химической промышленности водокольцевые. По устройству они не отличаются от водокольцевых ротационных компрессоров.

Пароструйные вакуум-насосы аналогичны описанным выше струйным насосам. Вакуум, создаваемый одноступенчатым струйным насосом, не превышает 90%. Для создания более глубокого вакуума применяются многоступенчатые струйные насосы.

Самое низкое остаточное давление, достигаемое при помощи технических средств в производственных условиях, – 0,001 мм рт. ст.

Установка компрессорных машин обычно производится в отдельных помещениях.

За компрессором, на линии нагнетания, устанавливается специальный газосборник (ресивер) для выравнивания подачи и отделения из газа влаги и масла. Объем такого сборника составляет 10-20% производительности машины. Воздух компрессором должен забираться чистый и холодный.

Перед вакуум-насосом ставят ловушку и расширительный резервуар для обеспечения постоянства величины создаваемого вакуума.

7.4.6. Сравнительная характеристика компрессорных машин

В промышленности наибольшее распространение получили поршневые и центробежные компрессорные машины.

Поршневые компрессоры, по сравнению с центробежными, имеют недостатки, присущие всем поршневым машинам: тихоходность, громоздкость, наличие инерционных усилий, необходимость установки на массивных фундаментах, загрязнение газа смазочным маслом. Однако изготовление центробежных компрессоров, рассчитанных на небольшую производительность и высокое давление, затруднительно. Поэтому при избыточном давлении более 1 МПа, а также иногда и при меньшем давлении, и производительности до 6000 м³/ч применяют почти исключительно поршневые машины. Наиболее распространены вертикальные поршневые

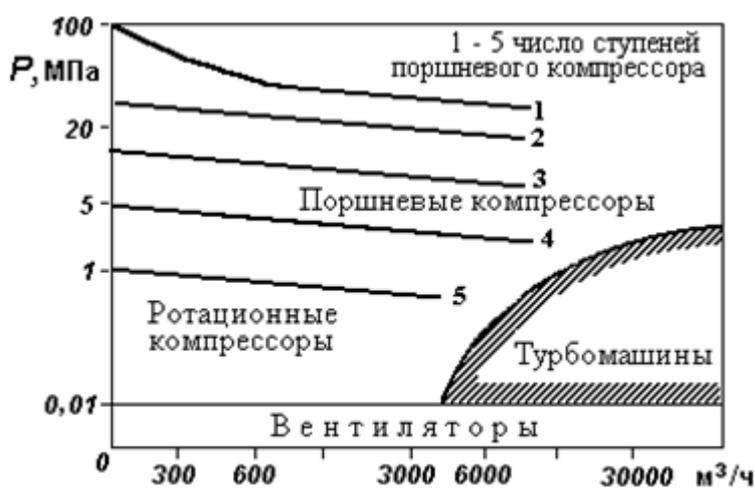


Рис.7.8. Области применения компрессоров и вентиляторов.

компрессоры, так как они более быстроходны, компактны и обладают большим значением к.п.д. Турбомашин отличаются компактностью, простотой, равномерностью подачи и возможностью непосредственного соединения с двигателем, отсутствием масляного загрязнения газа.

По величине коэффициента полезного действия

турбомашин уступают поршневым.

Турбокомпрессоры применяются в производствах, где требуется большая подача газа (10000÷20000 м³/ч и более) при давлениях до 3 МПа. Современные многоступенчатые турбокомпрессоры развивают давление до 30 МПа.

Ротационные компрессоры, по сравнению с поршневыми, обладают теми же преимуществами, что и центробежные, отличаясь еще большей компактностью и меньшим весом. КПД ротационных машин выше, чем центробежных.

Ротационные компрессоры применяются при подачах до 6000 м³/ч и давлениях до 1,5 МПа.

Большой компактностью и производительностью, а также высоким КПД отличаются осевые компрессоры, но создаваемое ими избыточное давление не превышает 0,6 МПа.

Выбор вакуум-насосов связан с величиной создаваемого ими вакуума. Мокрые поршневые вакуум-насосы создают разрежение до 85%. Сухие поршневые и водокольцевые – до 95%, причем последние обладают всеми преимуществами ротационных машин, но КПД их низок. Для создания глубокого вакуума (95÷99,8%) применяют многоступенчатые пароструйные вакуум-насосы. Области применения воздушных компрессоров, воздуходувок и вентиляторов показаны ориентировочно на рис. 7.8.

7.5. Газовые хранилища (газгольдеры).

Газгольдеры служат как сборники и хранилища больших количеств газа, обеспечивающие резерв на случай временной остановки производства (поступление естественного) газа. Газгольдеры бывают сухие и мокрые, низкого и высокого давления (до 0,5 МПа), постоянного давления и постоянного объема.

На рис. 7.9 дана схема мокрого газохранилища постоянного давления. Высота водяного резервуара 1 определяется высотой колокола 2.

Чтобы не делать очень высокий колокол, его изготавливают из нескольких звеньев – телескопов.

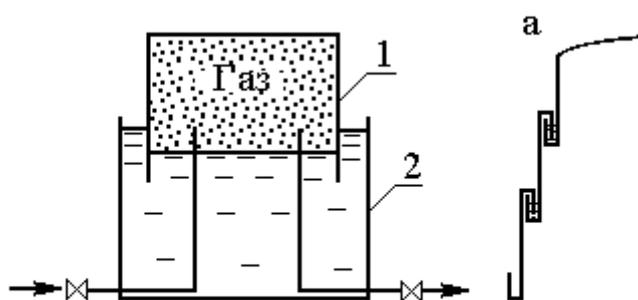


Рис.7.9. Устройство мокрого газгольдера.

Емкость хранилищ такого типа при установке в помещении достигает 15000÷20000 м³, вне помещения – до 150000 м³. Строительство помещений сильно удорожает сооружение, кроме того, это нецелесообразно из-за взрывоопасности.

На рис.7.10 показана схема сухого газохранилища низкого постоянного давления. Оно состоит из многогранного резервуара 1 и подвижного диска (шайбы) 2, герметично прилегающего к внутренней поверхности стенки резервуара. Обычно для обеспечения нужного давления шайбу догружают балластом. Существуют газгольдеры с уплотняющей набивкой, работающей аналогично поршневым кольцам в компрессорах.

Сухие хранилища имеют преимущества перед мокрыми: газ в них не увлажняется давление можно регулировать с помощью балласта; при емкости свыше 10000 м³ они более экономичны.

Газохранилища высокого давления (постоянного объема) представляют собой герметически закрытые резервуары цилиндрической или сферической формы. Газ в них подается под давлением. Такие хранилища более просты и компактны, но требуют большего давления при заполнении. Емкость их достигает 20 000

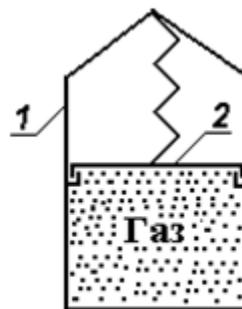


Рис.7.10. Устройство сухого газгольдера.

м³. Обычно они применяются в тех случаях, когда по технологии производства требуется высокое давление. Более экономичными считаются сферические газгольдеры, так как для их изготовления требуется меньше металла.

ГЛАВА 8. Насосы в нефтяной промышленности

К настоящему времени во всём мире насчитывается достаточно большое количество насосов и насосных установок, имеющих самое разностороннее предназначение, различных конструктивных особенностей и характеристик. В данном разделе предпринята попытка в какой-то небольшой степени познакомить читателей с тем многообразием насосного оборудования, которое эксплуатируется к настоящему времени.

Ниже приводится один из каталогов насосного оборудования, наиболее часто упоминающийся в публикациях. В нём представлены различные типы насосов, которые в настоящее время широко используются в различных отраслях промышленности. Прежде всего, обращает на себя внимание тот факт, что все насосы в этом каталоге разделены на определённые группы в зависимости назначения и конструктивных особенностей. Всего насчитывается около 30 групп и в каждой из групп от нескольких единиц до нескольких десятков единиц оборудования.

Примерный каталог на основные типовые конструкции насосов.

1. *Общепромышленные насосы типа Д, 1Д.*
2. *Общепромышленные насосы типа ЦН.*
3. *Консольные насосы типа К, КМ.*
4. *Оседиагональные насосы УОДН.*
5. *Химические насосы типа Х(О), ХМ(Е), АХ(О).*
6. *Химические насосы типа ХРО.*
7. *Химические насосы типа ОХР.*
8. *Химические насосы типа ОХГ.*
9. *Вихревые насосы ВК (С, О).*
10. *Шестеренные насосы типа Ш, НМШ, НМШф, ШМШг.*
11. *Секционные насосы ЦНС, ЦНС₂, ЦНСк, ЦНСн, ЦНСм.*
12. *Песковые насосы типа ПР, ПРВП, ПРМ, ПК, ПКВП, ПВП, ПБ.*
13. *Грунтовые насосы типа Гра, ГраТ, ГраК, ГраУ, ГрТ, 1ГрТ.*
14. *Сетевые насосы типа СЭ.*
15. *Герметичные насосы типа ЦГ.*
16. *Питательные насосы типа ПЭ.*
17. *Пищевые насосы типа ОНЦ1М, СНЦ, РПА, РПУ.*
18. *Сточно-масные насосы типа СМ, СД, СДВ.*
19. *Бумажно-масные насосы БМ.*
20. *Вакуумные насосы типа ВВН, НВР, АВЗ.*
21. *Конденсатные насосы типа Кс, КсВ.*
22. *Самовсасывающие насосы типа АНС.*
23. *Насосы типа ГНОМ.*
24. *Артезианские насосы типа ЭЦВ.*
25. *Топливные насосы типа 1АСВН, 1АСЦЛ, А1СЦН.*

- 26. *Нефтяные насосы типа НПВ.*
- 27. *Насосы ПТА, ЦНСА, ЦНР, КсВА для АЭС.*
- 28. *Насосы ПТА, ЦНСА, ЦНР, КсВА для АЭС.*
- 29. *Насосы типа ГЦН.*



Характеристики некоторых насосов

Консольные насосы К. (*Наиболее распространённый тип насосов*)

Консольные насосы составляют большую часть от производства всех насосов (это около 60%). Их качество, надежность и удобство в эксплуатации в значительной степени определяет насосостроение в стране. Материал деталей проточной части консольных насосов, как правило, серый чугун. Конструктивно насосы имеют следующие исполнения: *К, КМ* - центробежные, консольные, одноступенчатые с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу. Колесо такого насоса располагается на конце вала (или консоли), закрепленного в подшипниках корпуса насоса или электродвигателя. Такую же конструкцию имеют и другие типы насосов (*химические, фекальные, грунтовые и т.д.*).

К - консольные насосы, центробежные, горизонтальные, одноступенчатые, с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу, с опорой на корпусе, с подводом от двигателя через упругую муфту.

КМ – консольно-моноблочные насосы, рабочее колесо установлено на конце удлиненного вала электродвигателя.

К и *КМ* выпускаются с одинаковыми рабочими параметрами и при ограниченных рабочих площадях предпочтение отдается исполнению *КМ*, которые, как правило, на треть имеют меньшую длину.

Новое обозначение консольных насосов:

К 80-50-200а, что означает следующее:

К - тип насоса (консольный;

КМ- (консольно-моноблочный)

80 - диаметр всасывающего патрубка в мм,

50 - диаметр напорного патрубка в мм,

200 - диаметр рабочего колеса в мм,

а - первая подрезка рабочего колеса.

Оседиагональные насосы.

Оседиагональные насосы являются одними из последних новых конструкторских разработок, в основе которых использованы конструкции шнековых насосов. Например, ФГПУ «Усть-



Катавский» наладил выпуск таких насосов серии ОДН и УОДН. Эти насосы разработаны по аналогии с системами подачи топлива в отечественных ракетных двигателях. В отличие от подобных разработок, в этих насосах используются так называемые напорные шнеки, т.е. шнеки с переменным шагом винтовых лопастей. Это позволяет при условии применения уменьшенного числа лопастей получить протяжённый и широкий межлопаточный канал. Это в свою очередь существенно снизило гидродинамическую загрузженность лопастей. По утверждению авторов конструкции, эти особенности позволили в этих насосах существенно повысить их эксплуатационные параметры: перекачивать высоковязкие жидкости (до 500сСт) и многофазные потоки, содержащие одновременно газ до (30-40)% с механическими примесями твёрдых частиц.

Кроме того, такие шнековые насосы обладают следующими преимуществами по сравнению с другими типами лопатных насосов:

- более высокая производительность;*
- более высокая всасывающая способность;*
- меньшая масса и малые размеры, т.е. более высокая энерговооруженность.*

Эти качества и определили области использования оседиагональных насосов. Их основные потребители – нефтедобывающие и нефтеперерабатывающие предприятия, хранилища нефтепродуктов, заправочные станции и др.

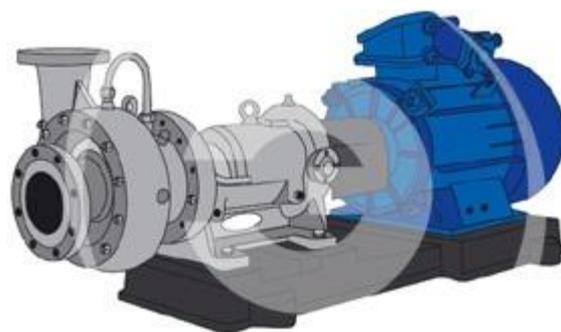
Оседиагональные насосы находят свое применение в таких областях, как:

- перекачка нефтепродуктов из аварийных железнодорожных цистерн;*
- разгрузка нефтеналивных барж;*
- откачка нефтепродуктов из заглубленных резервуаров;*
- вспомогательные работы по перекачке, откачке и зачистке шламовых прудов и резервуаров.*

Специальное исполнение для абразивных и коррозирующих сред в сочетании с высокой всасывающей способностью позволили успешно применять насосы и в составе мобильных установок при ликвидации аварий на нефтепроводах, транспорте, строительстве.

Насосы НПА и НПВ. *(Насос нефтяной подпорный горизонтальный и насос нефтяной подпорный вертикальный:) центробежные одноступенчатые с рабочими колесами двустороннего входа, с предвключенными колесами с осевыми подводами и двухзавитковыми спиральными отводами.*

Предназначены для подачи нефти с температурой от -5°C до +80°C, с кинематической вязкостью $1-3 \times 10^{-4}$ см²/с, плотностью 830-900кг/м³, содержанием механических примесей до 0,06% по объему и размером частиц до 0,5 мм к нефтяным магистральным насосам и создания необходимого для их работы кавитационного запаса. Производительность насосов может составлять от 90 до 198м³/ч.



Агрегаты устанавливаются на открытых площадках с температурой окружающего воздуха от -50°С до +40°С.

Условное обозначение: НПВ 1250-60-1(2,3), где: НПВ – насос или агрегат нефтяной подпорный вертикальный; 1250 – подача в номинальном режиме, м³/ч, без подрезки рабочего колеса; 60 – напор в номинальном режиме, м, без подрезки рабочего колеса;

1(2,3...) – конструктивное исполнение насоса:

1 – основной вариант исполнения;

2 – укороченный вариант исполнения насоса с уменьшенной величиной заглубления рабочего колеса (без промежуточных секций) – для перекачивающих станций, имеющих статический подпор для бескавитационной работы насоса;

3 – вариант исполнения насоса с разъемным валом может быть не базе основного (1/3) или укороченного исполнения (2/3), позволяющий производить замену торцевого уплотнения, промежуточного подшипника без демонтажа электродвигателя.

Насосы типа НК- центробежные, горизонтальные, консольные, одноступенчатые. Подача 35-560 м³/ч, напор 70-750 м

Перекачиваемая среда: предназначены для перекачивания нефтепродуктов с плотностью до 1 т/м³ и вязкостью до 0,01 см²/сек. Температура перекачиваемой жидкости от 273 до 353К (от 0 до 80°С) и от 273 до 473К (от 0 до +200°С).

Нефтяные магистральные насосы типа НМ. Эти насосы относятся к важнейшему основному виду технологического оборудования в процессах транспортировки нефти и нефтепродуктов по магистральным трубопроводам.

Насосы типа НМ имеют довольно широкий диапазон параметров:

- производительность – от 200 до 10 000 м³;*
- напор – от 100 до 800 м водного столба;*
- мощность электродвигателей составляет от 200 до 7000 кВт;*
- вес насосных агрегатов большой производительности достигает 28–33 т.*

Шестерённые насосы типа НШ. Сравнительно новые конструкторские разработки насосов для поддержания пластового давления промышленной перекачки жидкости- насос НШ-1200х3Г. Новый тип высокопроизводительных шестерённых агрегатов высокого давления. Прежде всего, насос предназначен для замены существующих центробежных насосов ЦНС и насосов ПЭ всех типоразмеров. Патент принадлежит НПО «Гидросистемы» (патент №2300019).

В отличие от центробежных насосных агрегатов ЦНС и ПЭ, применяемых во всем мире, данные шестерённые насосы:

- значительно более экономичны по потребляемой мощности (на 35-40%);*
- могут работать с высоко- и низкооборотными двигателями;*
- регулируются по частоте вращения для изменения величины подачи;*
- по массе и габаритам в несколько раз легче и меньше своих центробежных*

аналогов;

– по цене значительно дешевле.

Насосы используются:

– для систем поддержания пластового давления в нефтяных скважинах при шельфовой нефтедобыче;

– для внутрипромысловой перекачки жидкостей от нефтепродуктов до воды любой минерализации и кислотности, в том числе и морской.

Так же, возможно применение данного насоса для питания водой стационарных паровых котлов с абсолютным давлением пара до 6,3 МПа и температурой до 180°C.

К основным преимуществам насосов можно также отнести:

- возможность создания типоразмерного ряда с 90% унификацией деталей;

- повышение производительности при давлении до 1900 метров водяного столба до 250 м³/ч, а при давлении до 310 метров – 1000 м³/ч с незначительным увеличением длины и массы насоса.

- снижение сроков и стоимости капитального ремонта в несколько раз по сравнению с центробежными агрегатами.

Сравнительные технические характеристики
секционных (ЦНС) и шестеренных (НШ-1200×3Г) насосов

№ п/п	ПОКАЗАТЕЛИ	ЦНС 180-1900	НШ-1200×3Г
1	Производительность, м ³ /час постоянная регулируемая	180 –	+ 40 - 180
2	Напор, м	1900	1900
3	Температура перекачиваемой жидкости, °С	0...30	0...80
4	Давление на входе, атм	0 - 10	0 - 10
5	Тип конструкции количество секций	секционный 15	планетарный 3
6	КПД	0,6	0,92

7	Габариты, мм	2930×1200×1305	900×700×700
8	Масса, кг	3800	650
9	Электродвигатель мощность, кВт частота вращения, об/мин	3-х фазный асинхронный с плавным пуском 1600 3000	тот же, либо постоянного тока с регулируемой частотой вращения 1250 1000

Погружные центробежные насосы ЭЦПК.

Насос 1ЭЦПК16 входит в состав погружной насосной установки для перекачивания пластовых или поверхностных вод. Насос предназначен для перекачивания промышленной сточной воды в нагнетательные скважины с целью поддержания пластового давления на нефтяных месторождениях и для добычи воды из водозаборных скважин с целью подачи ее на кустовые насосные станции. Установка состоит из погружного многоступенчатого насоса 1ЭЦПК и электродвигателя.

Конструкция насоса. Насос 1ЭЦПК16 – центробежный, погружной, многоступенчатый, состоит из пакета ступеней, стянутых стяжными шпильками. Ступень состоит из обоймы, направляющего аппарата, разгруженного рабочего колеса и двух уплотнительных колец плавающего типа. Прием жидкости происходит через всасывающую головку с проволочным фильтром. Всасывающая головка закрыта корпусом нижним, который соединяется с электродвигателем. Верхняя часть насоса заканчивается переводником, имеющим внутреннюю резьбу для соединения с колонной напорных труб.

Радиальные нагрузки ротора воспринимаются резино - металлическими подшипниками скольжения, расположенными в обойме верхней и головке всасывающей. Осевые нагрузки от веса вала и развиваемого давления воспринимаются пятой и секторным подшипником, расположенным в обойме верхней.

Свойства перекачиваемой жидкости:

- плотность, кг/м³, не более – 1200;
- водородный показатель, рН - 6:8,5;
- общая минерализация, г/л не более – 250;
- газосодержание(метан), м³/м³ не более – 1;
- температура, К (°С), не более - 333 (60).



Насосы изготавливаются в климатическом исполнении "У" для эксплуатации в помещениях категории 5 по ГОСТ15150.*

Условные обозначения насоса:

Насос 1ЭЦПК 16-3000-160 У ТУ3136-116-15747979-97*

где: 1 - порядковый номер модификации;

ЭЦПК - наименование насоса;

16 - диаметр скважины в дюймах;

3000 - подача, м³/сут;

160 - напор, м;

У - климатическое исполнение.*

Насосы типа 1ЭЦПК16 (высоконапорные)

Технические характеристики Таблица1

Марка насоса	Подача, м ³ /час	Напор, м	Частота вращения, об/мин	Потребляемая мощность, кВт	Величина погружения под динамический уровень пластовой жидкости, м, не менее
1ЭЦПК16-3000-160	125	160.00	2925	78.00	6.00
1ЭЦПК16-3000-200	125	200.00	2925	100.00	6.00
1ЭЦПК16-3000-250	125	250.00	2925	152.00	6.00
1ЭЦПК16-2000-160	83.3	160.00	2925	56.00	6.00
1ЭЦПК16-2000-200	83.3	200.00	2925	70.00	6.00
1ЭЦПК16-3000-500	125	500.00	2925	280.00	6.00
1ЭЦПК16-3000-1000	125	930.00	2925	435.00	6.00
1ЭЦПК16-2000-450	83.3	450.00	2925	190.00	6.00
1ЭЦПК16-2000-1400	83.3	1360.00	2925	442.00	6.00

Мультифазные насосы серии А9 2ВВ

В целях повышения эффективности разработки нефтяных месторождений, особенно при вводе в эксплуатацию новых залежей, разработаны отечественные мультифазные насосы серии А9 2ВВ, обеспечивающие совместную перекачку жидкости и газа по одной системе трубопроводов. Насосы успешно прошли промышленные испытания и имеют разрешение Госгортехнадзора России на изготовление и применение (М РРС 03-290 от 16.06.99).

A9 2BB	Подача ГЖС, м3/час	Давл. на вх (Рвх), кг/см2	Рвых- Рвх, кг/см2	Мощ эл.дв., кВт
16/25- 10/20	10 .. 16	до 25	до 20	37
25/25 16/20	16 .. 25	до 25	до 20	45
50/25- 40/20	35 .. 50	до 20	до 20	75
63/25- 50/25	63 .. 100	до 20	до 20	110
160/25- 125/25	160 .. 200	до 20	до 20	250
320/25- 250/20	250 .. 300	до 25	до 20	400

Насосы разработаны на базе двухвинтового насоса и оборудованы сменными винтами, сменной обоймой из антифрикционного чугуна, торцевыми уплотнениями. Срок службы насосов до капитального ремонта 1,5 года при непрерывной 24 час/сут работе.

Области применения мультифазного насоса:

- *для форсирования отбора газоводонефтяной эмульсии из добывающих скважин за счет снижения давления в промышленной системе сбора.*
- *для перекачивания газожидкостной смеси продукции добывающих скважин до существующих узлов подготовки нефти без предварительной сепарации газа, что позволяет отказаться от строительства новых ДНС.*
- *для ликвидации газовых факелов путем транс-портирования газа вместе с жидкостью до объектов обустроенных системой газосбора.*

Характеристика перекачиваемой среды:

- *минимальное содержание жидкости в перекачиваемой среде 10%(при рекомендуемой нами обвязке до 0%).*
- *содержание сероводорода в газе до 2%*
- *максимальное содержание механических частиц 0,02%*

В настоящее время мультифазные насосы внедрены на объектах НГДУ АО "Татнефть", "Лукойл", "ТНК", американской корпорации "FIOС" и др.

Комплекс насосно-бустерный СИН 50.06.01

Назначение:

Нагнетание газожидкостных смесей с использованием промысловых газов и жидкостей в систему поддержания пластового давления. Может применяться для транспортировки нефти совместно с попутным газом по магистральным нефтепроводам.

Преимущества:

- *Возможность регулирования содержания газа в газожидкостной смеси от 0% до 95%.*
- *Возможность плавного регулирования частоты вращения вала электродвигателя с помощью частотного преобразователя переменного тока.*
- *Возможность эксплуатации установки как в насосном, так и в бустерном режимах.*
- *Взаимозаменяемые плунжера диаметром 100, 125, 140 мм с химически и эрозионно-стойкими покрытиями и уплотнения, стойкие к агрессивным средам позволяют перекачивать различные жидкости и газы в широком диапазоне характеристик.*
- *Насосная установка может эксплуатироваться в двух режимах:*
 - *насосном, когда бустерный насос забирает промысловую жидкость от внешнего источника и нагнетает ее к объекту потребления;*
 - *бустерном, когда бустерный насос, забирая промысловый газ и промысловую жидкость от внешних источников, нагнетает готовую газожидкостную смесь к объекту потребления*

<i>Технические характеристики</i>	
<i>Мощность электродвигателя, кВт</i>	<i>250</i>
<i>Напряжение питания, В</i>	<i>380</i>
<i>Насос трехплунжерный СИН 61</i>	
<i>Диаметр плунжера, мм</i>	<i>140</i>
<i>Максимальная подача, л/с</i>	<i>15,2</i>
<i>Давление максимальное, МПа</i>	<i>13</i>
<i>Содержание газа в газожидкостной смеси, %</i>	<i>0 - 95</i>
<i>Диаметр проходного сечения манифольда, мм,</i>	



- приемного	150
- напорного	75
Габариты, мм	5700x2500x1950
Масса, кг	11900

Установка насосная винтовая для добычи нефти типа УЭВН.

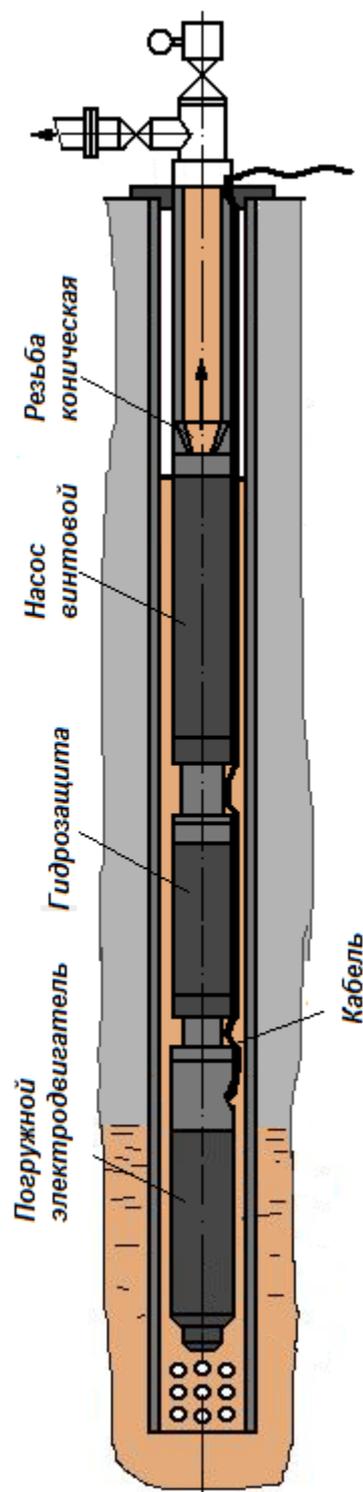
Опыт отечественных и ведущих зарубежных фирм, занимающихся проблемами принудительной (механизированной) добычи нефти показывает, что использование в этих целях винтовых насосов типа УЭВН дает целый ряд преимуществ по сравнению с традиционными установками "качалками", центробежными погружными насосами и др. в особенности в неосвоенных районах со сложной реологией (труднодоступным залеганием) нефти. Особенно эффективно применение УЭВН при эксплуатации на выработанных скважинах или скважинах с вязкостью пластовых жидкостей более 80сСт.

1. Назначение и диапазон применения.

Установка насосная винтовая скважинная предназначена для принудительной добычи нефти из скважин. Винтовой насос обеспечивает добычу жидкостеразличных качеств: от наименьшей вязкости до наибольшей (тяжелая нефть), от чистой нефти до нефти, загрязненной абразивными материалами, имеющимися в скважинах. Винтовой насос не реагирует на высокие значениягазового фактора, успешно перекачивает двухфазные (нефть-газ) системы. Температура перекачиваемой жидкости до 90°С.

2. Устройство

Установка насосная состоит из винтового насоса, погружного электродвигателя и гидрозащиты. В качестве привода использован маслонеполненный четырех-, шести-, восьмиполюсный погружной электродвигатель или двухполюсный с возможностью частотного регулирования оборотов (по требованию Заказчика). Использование (при необходимости) частотного регулируемого электропривода позволяет получить любую скорость вращения под оптимальную для скважины производительность.



3. Технические характеристики

Напор, метр.....	до 2000
Производительность, м3/ сутки	от 10 до 40,0
Число оборотов ротора, об/мин.....	1500/1000/750
Мощность погружного электродвигателя, кВт.....	16,0 - 22,0
Диаметр статора, мм	103, 117, 123
Условный диаметр обсадной колонны, в которую опускается винтовой насос, дюйм.....	5 -6

4. Преимущества

В сравнении с обычными штанговыми глубинными и погружными центробежными насосами установка типа УЭВН имеет следующие преимущества:

- *требуется гораздо меньше капитальных затрат при изготовлении, установке и в процессе эксплуатации;*
- *может быть использована в наклонно - направленных скважинах с большой искривленностью стволов;*
- *может эксплуатироваться в скважинах с повышенной вязкостью нефтяной составляющей, высоким содержанием механических примесей и повышенным содержанием свободного газа в месте забора пластовой жидкости;*
- *поток нефти из скважины поступает непрерывно, без пульсаций, что исключает воздействие на пласт (вынос песка) при ходе плунжера вниз у штанговых глубинных насосов;*
- *наземное оборудование простое, полностью унифицированное с оборудованием для центробежных насосов, что исключает подготовку площадки и строение фундаментов;*
- *не требует карданной передачи и разгонной муфты для пуска по сравнению с существующими погружными винтовыми насосами;*
- *не требует наличия штанги с подшипниками и сложного конструкторского узла для компенсации несоосности привода и винта по сравнению с существующими штанговыми винтовыми насосами;*
- *присоединительные размеры установки УЭВН унифицированы с присоединительными размерами центробежных установок;*
- *надежность и долговечность винтового насоса определяется условиями эксплуатации и находится на уровне показателей электродиафрагменных установок, как самых близких по применяемым материалам (межремонтный период в различных НГДУ страны составляет от 120 до 250 суток).*

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

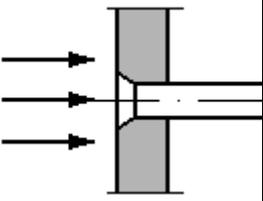
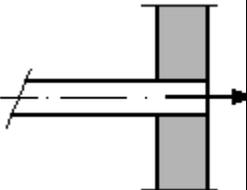
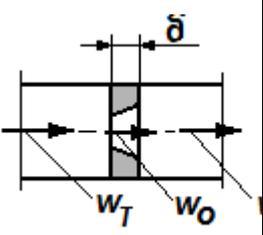
1. Что понимают под гидравликой? Гидростатика и гидродинамика, их основные задачи. Как понимается жидкость в гидравлике? Идеальная и реальная жидкость. Основные физико-химические свойства реальной жидкости. Какие силы действуют в реальной жидкости?
2. Дайте характеристику системам единиц измерений: СГС, МКГСС, СИ и др.
3. Дайте определения понятиям гидродинамической точки и элементарному объёму. Почему в теории гидравлических процессов все явления рассматривают применительно к элементарным объектам: объёму, поверхности и т.д.?
4. Назовите и дайте определения основным характеристикам движущейся жидкости. Сформулируйте закон внутреннего трения Ньютона. Ньютоновские и неньютоновские жидкости. Ламинарный и турбулентный потоки.
5. Запишите основные уравнения гидростатики: уравнения равновесия Эйлера и закон Паскаля. Дайте им развёрнутую характеристику и области практического применения. Что такое гидростатическое давление?
6. Сформулируйте основной закон гидростатики как закон сохранения энергии покоящейся жидкости.
7. Дайте характеристику основным прикладным задачам гидростатики: давление на дно и стенки сосудов, измерение уровней жидкости в резервуарах, работа гидростатических машин, приборы и устройства для измерения давления.
8. Как рассчитать давление на дно и стенки сосудов? С какой целью производится расчёт давления?
9. Дайте определение основным задачам гидродинамики: внутренняя, внешняя и смешанная задачи. В чём, по Вашему мнению, состоит главная задача гидродинамики?
10. Дайте определения основным законам гидродинамики: уравнение неразрывности потока, дифференциальные уравнения движения жидкости Навье-Стокса и приведите примеры их практического применения.
11. Что представляет собой уравнение Бернулли для идеальной и реальной жидкости? В чём состоит его главное практическое применение?
12. Приведите примеры аналитического решения основного уравнения движения жидкостей для решения практических задач, напр. течение

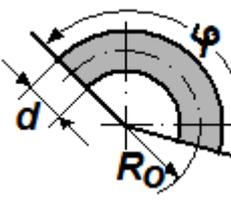
- жидкостей в трубах круглого сечения: закон распределения скоростей Стокса и уравнение Гагена-Пуазейля.
13. Сформулируйте основные принципы моделирования гидродинамических процессов. Что представляет собой метод обобщённых переменных для решения задач гидродинамики?
 14. Запишите определения основных критериев гидродинамического подобия (Рейнольдса, Эйлера, Фруда и др.). Каким образом используются эти критерии подобия на практике?
 15. Определите основные прикладные вопросы гидродинамики, в чём состоят главные цели их практического решения?
 16. Запишите уравнение для расчёта гидравлического сопротивления трубопроводов. Каким образом и для чего производится расчёт затрат энергии на преодоление сил трения, местных сопротивлений и т.д.? На какие статьи приходится основная часть затрат энергии и почему?
 17. Назовите основные этапы гидравлических расчётов и дайте характеристику каждому из них при расчёте трубопроводов.
 18. Дайте общую характеристику простому водопроводу, разветвлённому и трубопроводу с путевым отбором.
 19. В чём состоит главная особенность транспортирования газов и как на практике производится учёт этих особенностей?
 20. Дайте характеристику процессам истечения жидкостей через отверстия и насадки в стенках резервуарах. По какому обобщённому уравнению можно рассчитать скорость истечения жидкости?
 21. Что такое гидравлический удар в трубопроводах? Запишите уравнение Жуковского для расчёта скорости распространения ударной волны в трубопроводах. Каков ориентировочный уровень скорости распространения ударной волны? Покажите графически распространение ударного давления в зависимости от скорости закрытия задвижки. Какие меры осуществляются на практике для предотвращения возникновения гидравлических ударов?
 22. Дайте классификацию насосов для транспортирования жидкостей. Сформулируйте и приведите основные параметры насосов: производительность, напор, мощность и т.д.
 23. Насосы объёмного типа действия. Поршневые насосы, устройство и основные характеристики этих насосов. Области применения?
 24. Динамические насосы. Центробежные насосы, устройство и характеристики ц/б насосов, области применения?
 25. Что такое рабочая точка насоса и приведите пример нахождения рабочей точки работы насоса на гидравлическую сеть.

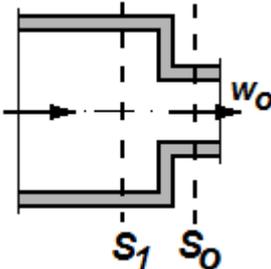
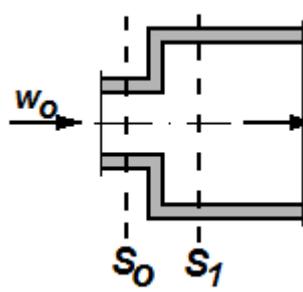
26. Шестерённые насосы, насосы трения и другие типы насосов?
27. Современное состояние использования насосов в нефтяной промышленности? Консольные насосы, оседиагональные и мультифазные насосы. Дайте краткую характеристику погружным насосам (центробежным и винтовым).
28. Дайте краткую характеристику машинам для сжатия и перемещения газов. Как изображаются компрессорные процессы на диаграммах (Т-S и P-V диаграммах). Дайте определения изотермическому, адиабатическому и политропному процессам сжатия газов.
29. Что представляет собой определение работы термодинамического процесса сжатия?
30. Дайте классификацию машин для сжатия и перемещения газов.
31. Назовите основные типы компрессорных машин и дайте им сравнительную характеристику. Какие типы компрессоров используются для транспортирования природного газа?
32. Какие основные типы приборов и устройств используются для измерения количества жидкостей и расходов? Дайте краткую характеристику принципов известных способов измерений скорости и расхода.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1. Коэффициенты местных гидравлических сопротивлений

Вид сопротивления	Коэффициент местного сопротивления, ξ																																																																					
<p>Вход в трубу</p>  <p>С острыми краями: $\xi=0,5$ С закругленными краями: $\xi=0,2$</p>																																																																						
<p>Выход из трубы</p>  <p>При расчёте ΔP этот вид сопротивления не учитывается: $\xi=1$</p>																																																																						
<p>Диафрагма (отверстие) с острыми краями в прямой трубе</p>  <p>d_0 – диаметр отверстия, м; δ – толщина диафрагмы, м; w_0 – скорость в отверстии, м/с; w_T – скорость в трубе, м/с; $m = \left(\frac{d_0}{D}\right)^2$; D – диаметр трубы, м.</p>	<p>При $\frac{\delta}{d_0} = 0 \div 0,015$ потеря давления $\Delta P = \xi \frac{\rho w^2}{2}$ Значение ξ определяется по таблице:</p> <table border="1"> <tr> <td>m</td> <td>0,02</td> <td>0,04</td> <td>0,06</td> <td>0,08</td> <td>0,1</td> <td>0,12</td> <td>0,14</td> <td>0,16</td> <td>0,18</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>7000</td> <td>1670</td> <td>730</td> <td>400</td> <td>245</td> <td>165</td> <td>117</td> <td>86,0</td> <td>65,5</td> </tr> <tr> <td>m</td> <td>0,20</td> <td>0,22</td> <td>0,24</td> <td>0,26</td> <td>0,28</td> <td>0,30</td> <td>0,34</td> <td>0,4</td> <td>0,5</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>51,5</td> <td>40,0</td> <td>32</td> <td>26,8</td> <td>22,3</td> <td>18,2</td> <td>13,1</td> <td>8,25</td> <td>4,0</td> </tr> <tr> <td>m</td> <td>0,6</td> <td>0,7</td> <td>0,8</td> <td>0,9</td> <td colspan="5"></td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>2,0</td> <td>0,97</td> <td>0,42</td> <td>0,13</td> <td colspan="5"></td> </tr> </table>										m	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	ξ	7000	1670	730	400	245	165	117	86,0	65,5	m	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,34	0,4	0,5	ξ	51,5	40,0	32	26,8	22,3	18,2	13,1	8,25	4,0	m	0,6	0,7	0,8	0,9						ξ	2,0	0,97	0,42	0,13					
m	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18																																																													
ξ	7000	1670	730	400	245	165	117	86,0	65,5																																																													
m	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,34	0,4	0,5																																																													
ξ	51,5	40,0	32	26,8	22,3	18,2	13,1	8,25	4,0																																																													
m	0,6	0,7	0,8	0,9																																																																		
ξ	2,0	0,97	0,42	0,13																																																																		

Вид сопротивления	Коэффициент местного сопротивления, ξ																																											
<p>Отвод круглого или квадратного сечения</p>  <p>d - внутренний диаметр трубопровода, м; R_0 - радиус изгиба труба, м.</p>	<p>Коэффициент местного сопротивления</p> <p>$\xi = AB$ определяется по таблице:</p> <table border="1" data-bbox="619 537 1476 940"> <tr> <td>Угол φ, градусы</td> <td>60</td> <td>90</td> <td>110</td> <td>130</td> <td>150</td> <td>180</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>0,78</td> <td>1,0</td> <td>1,13</td> <td>1,2</td> <td>1,28</td> <td>1,40</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>R_0/d</td> <td>1,0</td> <td>2,0</td> <td>4,0</td> <td>6,0</td> <td>15</td> <td>50</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>B</td> <td>0,21</td> <td>0,15</td> <td>0,11</td> <td>0,09</td> <td>0,06</td> <td>0,03</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>								Угол φ , градусы	60	90	110	130	150	180			A	0,78	1,0	1,13	1,2	1,28	1,40			R_0/d	1,0	2,0	4,0	6,0	15	50			B	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,03		
Угол φ , градусы	60	90	110	130	150	180																																						
A	0,78	1,0	1,13	1,2	1,28	1,40																																						
R_0/d	1,0	2,0	4,0	6,0	15	50																																						
B	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,03																																						
<p>Колено (угольник) стандартный чугунный 90°</p>	<p>Условный проход, мм</p> <table border="1" data-bbox="619 1131 1476 1198"> <tr> <td></td> <td>12,5</td> <td>25</td> <td>3</td> <td>50</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table> <p>ξ</p> <table border="1" data-bbox="619 1209 1476 1265"> <tr> <td></td> <td>2,2</td> <td>2</td> <td>1,8</td> <td>1,1</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>									12,5	25	3	50						2,2	2	1,8	1,1																						
	12,5	25	3	50																																								
	2,2	2	1,8	1,1																																								
<p>Вентиль нормальный</p>	<p>Значение ξ при полном открытии вентиля</p> <table border="1" data-bbox="619 1355 1476 1478"> <tr> <td>D, мм</td> <td>20</td> <td>40</td> <td>80</td> <td>100</td> <td>150</td> <td>200</td> <td>350</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>8,0</td> <td>4,9</td> <td>4,0</td> <td>4,1</td> <td>4,4</td> <td>4,7</td> <td>5,5</td> </tr> </table>								D, мм	20	40	80	100	150	200	350	ξ	8,0	4,9	4,0	4,1	4,4	4,7	5,5																				
D, мм	20	40	80	100	150	200	350																																					
ξ	8,0	4,9	4,0	4,1	4,4	4,7	5,5																																					
<p>Вентиль прямооточный</p>	<p>При $Re = \frac{wD}{\nu} \geq 3 \cdot 10^5$ значение ξ определяется по таблице:</p> <table border="1" data-bbox="619 1579 1476 1702"> <tr> <td>D, мм</td> <td>38</td> <td>50</td> <td>76</td> <td>100</td> <td>150</td> <td>200</td> <td>250</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>1,04</td> <td>0,85</td> <td>0,6</td> <td>0,5</td> <td>0,42</td> <td>0,36</td> <td>0,32</td> </tr> </table> <p>При $Re = \frac{wD}{\nu} < 3 \cdot 10^5$ коэффициент сопротивления $\xi = \xi_1 \cdot K$. Значение ξ_1 определяется так же, как и при $Re \geq 3 \cdot 10^5$, а значение K по таблице:</p> <table border="1" data-bbox="619 1814 1476 1982"> <tr> <td>Re</td> <td>$5 \cdot 10^3$</td> <td>$10 \cdot 10^3$</td> <td>$20 \cdot 10^3$</td> <td>$50 \cdot 10^3$</td> <td>$100 \cdot 10^3$</td> <td>$200 \cdot 10^3$</td> <td>$300 \cdot 10^3$</td> </tr> <tr> <td>K</td> <td>1,40</td> <td>1,07</td> <td>0,94</td> <td>0,88</td> <td>0,91</td> <td>0,93</td> <td>1,0</td> </tr> </table>								D, мм	38	50	76	100	150	200	250	ξ	1,04	0,85	0,6	0,5	0,42	0,36	0,32	Re	$5 \cdot 10^3$	$10 \cdot 10^3$	$20 \cdot 10^3$	$50 \cdot 10^3$	$100 \cdot 10^3$	$200 \cdot 10^3$	$300 \cdot 10^3$	K	1,40	1,07	0,94	0,88	0,91	0,93	1,0				
D, мм	38	50	76	100	150	200	250																																					
ξ	1,04	0,85	0,6	0,5	0,42	0,36	0,32																																					
Re	$5 \cdot 10^3$	$10 \cdot 10^3$	$20 \cdot 10^3$	$50 \cdot 10^3$	$100 \cdot 10^3$	$200 \cdot 10^3$	$300 \cdot 10^3$																																					
K	1,40	1,07	0,94	0,88	0,91	0,93	1,0																																					

Кран пробочный	Условный проход, мм	13	19	25	32	38	50 и более				
	ξ	4	2	2	2	2	2				
Задвижка	Условный проход, мм	15-100		175-200		300 и выше					
	ξ	0,5		0,25		0,15					
<p>Внезапное сужение</p>  <p>S_0-площадь меньшего сечения, м²; S_1 - скорость в меньшем сечении, мс; w_0 - площадь большего сечения, м²;</p> <p>$Re = \frac{w_0 d_3}{\nu}$;</p> <p>$\Delta P_{суж.} = \xi \left(\frac{\rho w_0^2}{2} \right)$</p>	$Re = \frac{w_0 d_3}{\nu}$		S_0/S_1								
			0,1						0,2	0,3	0,4
	10	5,0		5,0	5,0	5,0	5,0	5,0			
	100	1,3		1,3	1,1	1,0	0,9	0,8			
	1000	0,64		0,50	0,44	0,35	0,30	0,24			
	10 000	0,50		0,40	0,35	0,30	0,25	0,20			
	Более 10 000	0,45		0,40	0,35	0,30	0,25	0,20			
<p>Внезапное расширение</p> 	$Re = \frac{w_0 d_3}{\nu}$		S_0/S_1								
			0,1						0,2	0,3	0,4

S_0 -площадь меньшего сечения, м ² ; S_1 - скорость в меньшем сечении, мс; w_0 - площадь большего сечения, м ² ; $Re = \frac{w_0 d_{э}}{\nu}$; $\Delta P_{суж.} = \xi \left(\frac{\rho w_0^2}{2} \right)$	10	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
	100	1,3	1,3	1,1	1,0	0,9	0,8
	1000	0,64	0,50	0,44	0,35	0,30	0,24
	3 000	0,50	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
	3 500 и более	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20

Таблица 2. Средние значения шероховатостей стенок труб

Трубопроводы	ε, мм
1.Трубы стальные цельнотянутые и сварные при незначительной коррозии	0,2
2.Старые заржавленные трубы	0,67 и выше
3.Трубы из кровельной стали проолифенные	0,125
4.Чугунные трубы водопроводные б/у	1,4
5.Алюминиевые технически гладкие трубы	0,015-0,06
6.Чистые из латуни, меди, свинца, стеклянные	0,0015-0,01
7.Бетонные трубы с хорошей (гладкой) затиркой	0,3-0,8
8.Бетонные трубы черновые (без затирки)	3-9
9.Нефтепроводы при средних условиях эксплуатации и паропроводы	0,2
10.Паропроводы, работающие периодически	0,5
11.Воздухопроводы сжатого воздуха от компрессора	0,8
12.Конденсатопроводы, работающие периодически	1,0

ЛИТЕРАТУРА

1. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М. : Химия,1973. -750с.
2. Коган В.Б. Теоретические основы типовых процессов и аппаратов химической технологии. Л.: Химия, 1977.-592с.
3. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. Изд. 2-е. В 2-х книгах.: Часть 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. М.: Химия, 1995. -400с.
4. Гельперин Н.И. Основные процессы и аппараты химической технологии. В 2-х книгах. М.: Химия,1981. -812с.
5. Перри Дж. Справочник инженера-химика.т1. Пер.с англ. Под ред.акад. Жаворонкова Н.М. и чл.-корр.АН СССР Романкова П.Г.Л.: Химия, 1969. -640с.
6. Аметистов Е.В., Григорьев В.А. и др. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник под общ.ред. Григорьева В.А. и Зорина В.М. М: Энергоиздат,1982. -512с.
7. Черкасский В.М. Насосы.Вентиляторы.Крмпредссы. Учебник для вузов.2-е изд. Перераб. и доп.М.: Энергия, 1977. -416с.
8. Алиев Р.А., Белоусов В.Д., Немудров А.Г. М.: Недра, 1988. -368с.