Министерство образования и науки Российской Федерации

**Нижнекамский химико-технологический институт (филиал)**

федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования

«Казанский национальный исследовательский технологический университет»

**М.А. Рузанова**

**ГИДРОГАЗОДИНАМИКА**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

**Нижнекамск**

**2017**

**УДК 532**

**Р 82**

Печатается по решению редакционно-издательского совета НХТИ ФГБОУ ВО «КНИТУ».

**Рецензенты:**

**Дмитриева О.С.,** кандидат технических наук;

**Кутузов А.Г.,** доктор технических наук.

**Рузанова, М.А.**

**Р 82** Гидрогазодинамика : учебное пособие / М.А. Рузанова – Нижнекамск : НХТИ ФГБОУ ВО «КНИТУ», 2017. – 86 с.

Учебное пособие представляет собой лекции и задания по дисциплине «Гидрогазодинамика», составленные в соответствии с действующим Государственным образовательным стандартом Министерства образования Российской Федерации для направления 20.01.03 «Техносферная безопасность», а также содержит контрольные задания для заочников.

Системное изложение материала, раскрывающее основные понятия и принципиальные научные положения курса, позволяет использовать пособие для подготовки к сдаче экзаменов и зачетов по дисциплине «Гидрогазодинамика» студентами вузов и колледжей, а также может использоваться для слушателей курсов переподготовки специалистов в системе послевузовского образования.

Подготовлено на кафедре «Процессы и аппараты химических технологий» НХТИ ФГБОУ ВО «КНИТУ».

**УДК 532**

© Рузанова М.А., 2017

© НХТИ ФГБОУ ВО «КНИТУ», 2017

**СОДЕРЖАНИЕ**

[ВВЕДЕНИЕ 5](#_Toc479529486)

[1. Предмет гидрогазодинамики. Классификация ХТП 6](#_Toc479529487)

[2. Основные физические свойства жидкостей 7](#_Toc479529488)

[3. Приборы для измерения давления 10](#_Toc479529489)

[4. Закон внутреннего трения Ньютона 15](#_Toc479529490)

[5. Дифференциальные уравнения равновесия Эйлера 17](#_Toc479529491)

[6. Основное уравнение гидростатики 19](#_Toc479529492)

[7. Сила давления жидкости на плоскую стенку. Центр давления 22](#_Toc479529493)

[8. Поток жидкости и его параметры 24](#_Toc479529494)

[9. Виды и режимы течения жидкостей 26](#_Toc479529495)

[10. Уравнение постоянства расхода жидкости 28](#_Toc479529496)

[11. Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости (уравнения Эйлера) 29](#_Toc479529497)

[12. Уравнение Бернулли 31](#_Toc479529498)

[13. Пути исследования процессов химической технологии. Сущность теории подобия и моделирования процессов 34](#_Toc479529499)

[14. Условия и теоремы подобия. Подобное преобразование дифференциальных уравнений 36](#_Toc479529500)

[15. Принципы аналогии. Сущность математического моделирования 42](#_Toc479529501)

[16. Основные принципы метода анализа размерностей 44](#_Toc479529502)

[17. Тепловое подобное преобразование уравнений Навье-Стокса. Основные критерии гидродинамического подобия 45](#_Toc479529503)

[18. Приближенное моделирование. Автомодельность 50](#_Toc479529504)

[19. Сопротивление трения в гладких и шероховатых трубах 50](#_Toc479529505)

[20. Местные сопротивления 53](#_Toc479529506)

[21. Гидравлический расчет трубопроводов 54](#_Toc479529507)

[23. Понятие о технико-экономическом расчете трубопроводов 56](#_Toc479529508)

[24. Перемещение жидкости (насосы). Классификация и принцип действия насосов 58](#_Toc479529509)

[25. Устройство и принцип действия поршневого насоса (ПН) 59](#_Toc479529510)

[25. Основные рабочие параметры ПН 61](#_Toc479529511)

[26. Устройство и принцип действия центробежного насоса (ЦБН) 63](#_Toc479529512)

[27. Характеристики ЦБН 65](#_Toc479529513)

[28. Работа ЦБН на сеть 67](#_Toc479529514)

[29. Сравнительная характеристика ЦБН 69](#_Toc479529515)

[30. Понятие о компрессорах 70](#_Toc479529516)

[КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ ДЛЯ ЗАОЧНИКОВ 71](#_Toc479529517)

[ВОПРОСЫ К ЗАЧЕТУ И ЭКЗАМЕНУ 79](#_Toc479529518)

[СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 81](#_Toc479529519)

# ВВЕДЕНИЕ

Гидрогазодинамика представляет собой теоретическую дисциплину, изучающую вопросы, связанные с механическим движением жидкости в различных природных и техногенных условиях. Поскольку жидкость (и газ) рассматривается как непрерывное и неделимое физическое тело, то гидрогазодинамику часто рассматривают как один из разделов механики, так называемых сплошных сред, к каковым принято относить и особое физическое тело – жидкость. По этой причине гидрогазодинамику часто называют механикой жидкости или гидромеханикой.

Предметом её исследований являются основные законы равновесия и движения жидкостей и газов. Как и в классической механике, в гидрогазодинамике можно выделить общепринятые составные части: гидростатику, изучающую законы равновесия жидкости; кинематику, описывающую основные элементы движущейся жидкости и гидродинамику, изучающую основные законы движения жидкости и раскрывающую причины её движения. Гидрогазодинамику можно назвать базовой теоретической дисциплиной для обширного круга прикладных наук, с помощью которых исследуются процессы, сопровождающие работу гидравлических машин, гидроприводов. С помощью основных уравнений гидрогазодинамики и разработанных ею методов исследования решаются важные практические задачи, связанные с транспортом жидкостей и газов по трубопроводам, а также с транспортом твёрдых тел по трубам и другим руслам. Гидрогазодинамика также решает важнейшие практические задачи, связанные с равновесием твёрдых тел в жидкостях и газах, т.е. изучает вопросы плавания тел.

Широкое использование человеком в практической деятельности различных гидравлических машин и механизмов ставят гидрогазодинамику в число важнейших дисциплин, обеспечивающих научно-технический прогресс.

Большой практический интерес к изучению механики жидкости вызван рядом объективных факторов.

Во-первых, наличие в природе значительных запасов жидкости, которые легкодоступны человеку.

Во-вторых, жидкие тела обладают рядом полезных свойств, делающих их удобными рабочими агентами в практической деятельности человека. Немаловажным следует считать и тот фактор, что большинство жизненно важных химических реакций обмена протекают в жидкой фазе (чаще всего в водных растворах). По этим причинам человек проявил особый интерес к жидкостям на самой ранней стадии своего развития. Вода и воздух (иначе жидкость и газ) были отнесены к числу основных стихий природы уже первобытным человеком.

# 1. Предмет гидрогазодинамики. Классификация химико-технологических процессов.

*Гидрогазодинамика* – связующее звено между общетеоретическими, общеинженерными и специальными дисциплинами.

Не химические технологические процессы делятся на 5 групп:

1. гидромеханические (фильтрование, осаждение, центрифугирование, псевдоожижение, перемешивание в жидкой среде и т.д.);
2. тепловые (нагрев, охлаждение, испарение, кипение, конденсация, выпаривание);
3. холодильные (умеренное охлаждение – до 120 °К, глубокое охлаждение – ниже 120 °К);
4. массообменные, т.е. диффузионные (аб- и адсорбция, ректификация, экстракция, сушка, кристаллизация, мембранные процессы и т.д.);
5. механические (измельчение, т.е. дробление или помол; сортировка, т.е. классификация (грохочение); транспортировка, смешение, питание, дозирование, гранулирование твердых сыпучих материалов).

Предмет гидрогазодинамики изучает законы равновесия и движения жидкостей. Гидрогазодинамика состоит из двух разделов:

1. гидростатика – изучает законы равновесия жидкостей, пребывающих в состоянии относительного покоя, т.е. жидкость находится в покое относительно стенок сосуда, но сам сосуд при этом может двигаться;
2. гидродинамика – изучает законы движения жидкостей.

В гидрогазодинамике рассматривают 3 задачи:

1. Внутренняя – движение жидкостей в трубах и каналах;
2. Внешняя – обтекание тела потоком жидкостей или движение тела в неограниченной жидкой среде;
3. Смешанная – движение жидкости через зернистый слой.

# 2. Основные физические свойства жидкостей

В гидрогазодинамике жидкости и газы объединяют под названием жидкости. Объясняется это тем, что при скорости, значительно ниже скорости звука, законы движения жидкости и газов практически одинаковы.

Все жидкости обладают текучестью, т.е. не способны сами удерживать свою форму. Капельные жидкости практически несжимаемы, а упругие жидкости, т.е. газы, сжимаемы.

В гидрогазодинамике для упрощения ввели понятие об идеальной жидкости. Она обладает абсолютной текучестью, т.е. совершенно не сопротивляется усилиям сдвига и растяжения и абсолютно несжимаема. Реальные жидкости сопротивляются сдвигу (обладают вязкостью), кроме того, капельные жидкости сопротивляются растяжению (обладают липкостью). Капельные жидкости (реальные) в какой-то степени сжимаемы.

Плотность ρ – масса единицы объема жидкости (кг/м3):

(1)

Удельный вес γ – вес единицы объема жидкости (Н/м3)

(2)

Силы, действующие в жидкостях, можно разделить на массовые (объемные) и поверхностные. К массовым силам относятся силы гравитации, инерции и центробежные. К поверхностным – силы внутреннего трения и давления.

Объемные силы действуют на каждую частицу в данном объеме жидкости. Они пропорциональны объему. Поверхностные силы действуют лишь на поверхностях, отделяющих данный объем жидкости от окружающей среды. Они пропорциональны величине поверхности.

*Гидростатическое давление* *p* – нормальное напряжение внутреннего сжатия жидкостей, обусловленное действием поверхностной силой *R* на площадку.

Среднее давление определяют по формуле (Па):

(3)

Давление распределяется в объеме жидкости неравномерно. Истинное давление, т.е. в данной точке жидкости, находят по формуле:

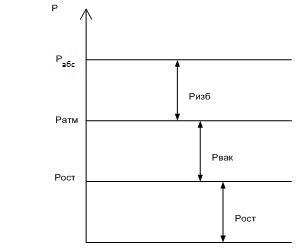
(4)

Давление обладает двумя основными свойствами:

1. всегда направленно по нормали к площадке;
2. не зависит от ориентации площадки в пространстве.

Давление – это скалярная величина, а сила давления – векторная.

Рассмотрим схемы давления:



**Рис.1.** Схема давления

*P*абс – абсолютное давление; *P*атм – атмосферное давление; *P*ост – остаточное давление; *P*изб – избыточное давление; *P*вак – вакуумное давление.

(5)

(6)

С помощью манометра измеряют *Р*изб. Давление вакуума измеряют вакуумметром. Небольшие давления измеряют пьезометрами, а так же дифференциальными манометрами, т.е. в метрах столба жидкости.

Используют внесистемные размерности давления:

1. одна физическая атмосфера:

1 атм. = 760 мм. pт. ст. = 1,013·105 Па = 1, 033 ат.;

1. одна техническая атмосфера:

1 ат. = 735 мм. рт. ст. = 9,81·104 Па = 1 кг с/см2 =10 м. вод. ст.;

1. один бар:

1 бар = 750 мм. рт. ст. = 105 Па = 1,02 ат.;

1. один миллиметр ртутного столба:

1 мм. рт. ст. = 133,3 Па;

1. один метр водного столба:

1 м. вод. ст. = 9,81 Па = 1 кг с/м2.

Поверхностное натяжение вызвано стремлением жидкости уменьшить свою поверхность за счет взаимного притяжения молекул. Поверхностное натяжение развивается тонким поверхностным слоем жидкости на границе с газом, паром или со стенкой сосуда. Силы притяжения молекул в остальном объеме жидкости взаимно уравновешиваются.

Коэффициент поверхностного натяжения – отношение силы поверхностного натяжения к длине линии раздела:

(7)

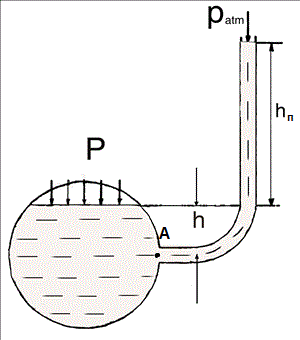
# 3. Приборы для измерения давления

Приборы для измерения гидростатического давления можно подразделить на две основные группы:

1. жидкостные;
2. механические.

Простейшим прибором жидкостного типа является пьезометр, измеряющий давление жидкости высотой столба той же жидкости.

Пьезометр (рис.2) представляет собой стеклянную трубку небольшого диаметра (обычно не менее 5 мм), открытую с одного конца. Второй конец трубки присоединен к сосуду, в котором измеряют давление.



**Рис.2.** Пьезометр

Пусть давление p на поверхности жидкости в сосуде будет выше атмосферного. Тогда жидкость в трубке пьезометра поднимется выше уровня жидкости в сосуде на некоторую высоту *h*п. Гидростатическое давление жидкости в точке A, взятой у основания пьезометрической трубки на глубине *h* от свободной поверхности жидкости в сосуде, определяется по основному уравнению гидростатики:

(8)

отсюда:

(9)

кроме того:

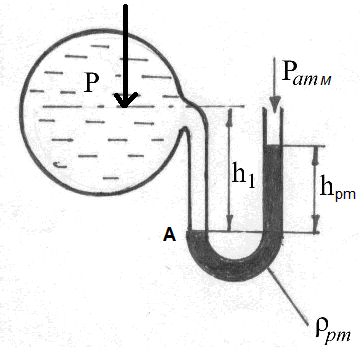
(10)

Учитывая это, получим:

(11)

Пьезометр – очень чувствительный и точный прибор, однако удобен только при измерении небольших давлений. Для значительных давлений трубка пьезометра должна быть чрезмерно длинной, что осложняет его применение. В этом случае используют так называемые жидкостные манометры, в которых давление уравновешивается не жидкостью, находящейся в сосуде, а жидкостью большей плотностью. Обычно такой жидкостью является ртуть. Так как плотность ртути больше плотности воды в 13,6 раза, то трубка ртутного манометра оказывается значительно короче пьезометрической и сам прибор является компактнее.

Ртутный манометр (рис.3) представляет собой U-образную стеклянную трубку, изогнутое колено которой заполняется ртутью.



**Рис.3.** Ртутный манометр

Действием давления р в сосуде уровень ртути в левом колене манометра понижается, а в правом – повышается.

(12)

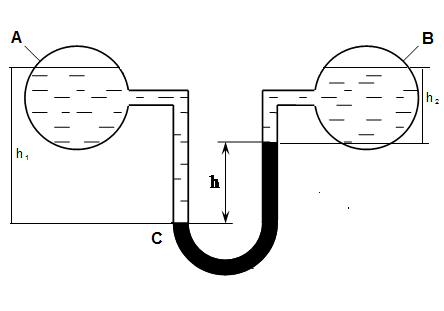
где ρ1, ρpm – плотность жидкости в сосуде и плотность ртути соответственно.

Отсюда

(13)

Поршневой манометр предназначен для измерения высоких давлений и представляет собой обращенный гидравлический пресс. Он состоит из трубки, через которую измеряемое давление передается на поршень, оканчивающийся широкой металлической пластинкой. Под пластинкой находится резиновая диафрагма, соприкасающаяся с водой, заполняющей короткое колено манометра. Нижнюю часть этого колена и открытую трубку заполняют ртутью.

Дифференциальный манометр применяют в тех случаях, когда необходимо измерить не давление в сосуде, а разность давлений в двух сосудах (*А* и *В*) или в двух точках жидкости в одном и том же сосуде.



**Рис.4.** Дифференциальный манометр

 (14)

откуда

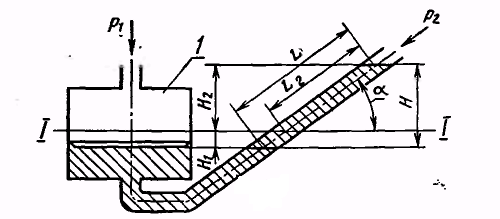
(15)

Так как , то

(16)

Таким образом, разность давлений определяется разностью уравнений в двух коленах диф. манометра.

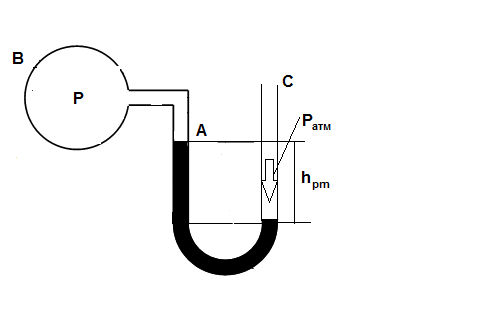
Микроманометры используют при измерении незначительных давлений и измерениях повышенной точности.



**Рис.5.** Микроманометр

(17)

Вакуумметры измеряют не непосредственно давление, а вакуум.



**Рис.6.** Вакуумметр

Принципиально они ничем не отличаются от ртутных манометров и представляют собой заполненную ртутью изогнутую трубку, один конец которой А соединяется с сосудом В, где измеряется давление р, а другой С – открыт.

(18)

откуда

(19)

Не всегда вакуумметры и манометры заполняются ртутью. В отдельных случаях для этой же цели используют и другие жидкости.

Все жидкостные приборы используются для измерения сравнительно невысоких давлений. Используют механические приборы: пружинные, мембранные манометры.

Пружинный манометр состоит из полой тонкостенной изогнутой трубки, один конец которой запаян и соединен посредством цепи с зубчатым механизмом, а другой сообщается с сосудом, в котором измеряется давление. Через этот конец в трубку поступает жидкость. Под действием давления пружина частично распрямляется и через зубчатый механизм приводит в движение стрелку, по отклонению которой определяют значение давления. Такие манометры обычно снабжаются градуированной шкалой, показывающей давление в атмосферах.



**Рис.7.** Пружинный манометр

1 – трубка Бурдона; 2 – стрелка; 3 – зубчатый сектор; 4- шестерня.

# 4. Закон внутреннего трения Ньютона

Вязкостью жидкости объясняется разность скоростей смежных слоев жидкости (их скольжение), что видно из эпюры скоростей в поперечном сечении прямолинейного параллельного струйчатого потока:

*dn*

*ω*

*dω*

*n*

**Рис.8.** Эпюра скоростей

*n* – расстояние от ограничивающей стенки по нормали к ней; *ω* – скорость равноудаленных слоев жидкости.

Продольные касательные силы внутреннего трения по закону Ньютона (1686) пропорциональны градиенту скорости (изменение скорости по нормали) и поверхности контакта слоев *F*:

(20)

Коэффициент *μ* – коэффициент внутреннего трения, или абсолютной вязкости, или динамической вязкости.

Напряжение внутреннего трения:

 (21)

В расчетах часто пользуются кинематической вязкостью *ν*, выражающей отношение коэффициента динамической вязкости к плотности жидкости:

(22)

Коэффициент динамической вязкости воды при атмосферном давлении и 20 оС: Па·с. Для воздуха при тех же условиях: Па·с.

Закон Ньютона справедлив для жидкостей с небольшой молекулярной массой, вязкость которых не зависит от скорости сдвига . У таких жидкостей (ньютоновских) зависимость *τ*T от (кривая течения) линейна.

У неньютоновских жидкостей (коллоидные суспензии, ВМС) кривые течения нелинейны.

1 – бингамовские

2 – псевдопластические (растворы ВМС);

3 – ньютоновские (вода, ацетон);

4 – дилатантные (пульпы).

1

2

3

4





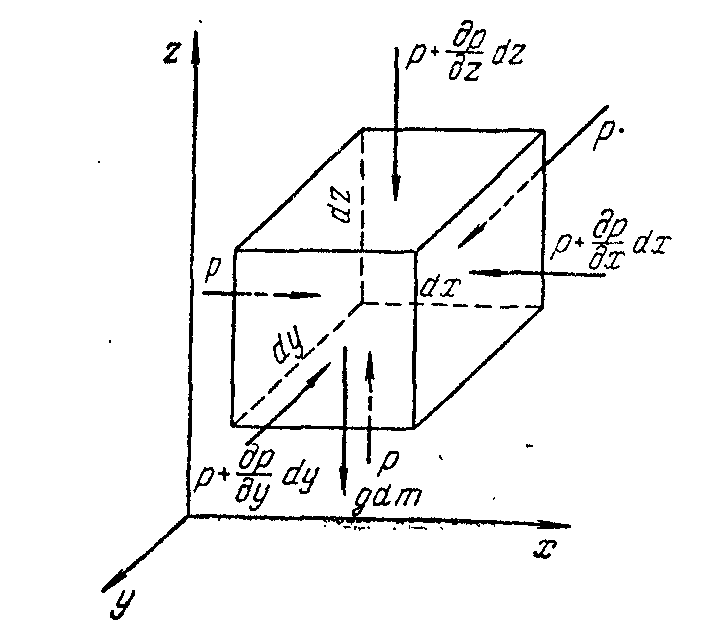


**Рис.9.** Неньютоновские жидкости

# 5. Дифференциальные уравнения равновесия Эйлера

Эти уравнения определяют условие равновесия жидкости, находящейся в покое.

Выделим в объеме жидкости, находящейся в покое, элементарный параллелепипед объемом *dV* с ребрами *dx*, *dy*, *dz*, расположенных параллельно осям координат *x*, *y*, *z*.



**Рис.10.** Элементарный параллелепипед

На параллелепипед действует сила тяжести, которая выражается произведением его массы *dm* на ускорение свободного падения *g* и сила гидростатического давления, которая на любую грань определяется произведением гидростатического давления *p* на площадь этой грани. Будем считать, что давление p является функцией всех трех координат: . Определим закон распределения гидростатического давления по объему жидкости, то есть вид функции .

Согласно основному принципу статики, сумма проекций на оси координат всех сил, действующих на элементарный объем, находящейся в равновесии, равна нулю.

В противном случае происходило бы перемещение жидкости. Рассмотрим сумму проекций сил на ось *z*:

Сила тяжести:

(23)

Сила гидростатического давления:

(24)

Сумма проекций сил на ось *z* равна нулю:

(25)

Учитывая, что , получим

** (26)

Сумма проекций сил на ось x

(27)

или:

(28)

Сумма проекций сил на ось y

(29)

или:

(30)

Таким образом, условие равновесия элементарного параллелепипеда выражаются системой уравнения:

(31)

Для получения закона распределения давления во всем объеме покоящейся жидкости, следует проинтегрировать систему уравнения (31). Интегралом этих уравнений является основное уравнение гидростатики.

# 6. Основное уравнение гидростатики

Из уравнения (31) следует, что давление в покоящейся жидкости изменяется только по вертикали, оставаясь одинаковым во всех точках любой горизонтальной плоскости, так как изменение давлений вдоль осей *x* и *y* равны нулю. Так как и , то можно заменить на .

Тогда:

(32)

Отсюда:

(33)

Разделив левую и правую части выражения (33) на и переменив знаки, получим:

(34)

или

(35)

Отсюда после интегрирования получим:

(36)

Для двух произвольных горизонтальных плоскостей 1 и 2 уравнение (35) выражают в форме

(37)

Уравнение (37) является основным уравнением гидростатики.

*z*1 и *z*2 – высоты расположения двух точек внутри покоящейся однородной капельной жидкости над произвольно выбранной горизонтальной плоскостью отсчета (плоскостью сравнения), а p1 и p2 – гидростатические давления в этих точках.

В гидростатике изучают законы равновесия жидкостей, неподвижных относительно стенок сосуда, хотя сам сосуд может двигаться (например, железнодорожная цистерна).



**Рис.11.** Иллюстрация основного уравнения гидростатики

Пусть *p*0 – давление на свободной поверхности слоя неподвижной жидкости, т.е. на уровне *z*0; *p*х – давление на глубине *h*x, т.е. на уровне *z*x.

Тогда

– основное уравнение гидростатики.

*z* – геометрический напор, т.е. удельная потенциальная энергия положения жидкости на данном уровне (энергия геометрического положения);

– статический или пьезометрический напор, т.е. удельная потенциальная энергия гидростатического давления жидкости на данном уровне;

– полная удельная потенциальная энергия жидкости на данном уровне.

При погружении в слой неподвижной жидкости геометрический напор падает, а статический напор растет. При этом полная удельная потенциальная энергия остается постоянной.

Из основного уравнения гидростатики можно получить:

(38)

Выражение (36) – закон Паскаля, который говорит, что гидростатическое давление в любой точке объема неподвижной жидкости равно давлению на свободной поверхности данного слоя жидкости плюс вес столбика жидкости единичного сечения над данной точкой.

Следствия из закона Паскаля:

1. давление в любой точке слоя неподвижной жидкости на одинаковой глубине одно и то же;
2. при изменении давления на свободной поверхности слоя неподвижной жидкости на величину *∆р* давление в любой точке этого слоя изменится на ту же величину *∆р*, т.е. давление передается во все точки неподвижного слоя жидкости одинаково.

Примеры практического применения основного уравнения гидростатики – гидроаккумуляторы, гидравлический пресс, сообщающиеся сосуды и т.п.

# 7. Сила давления жидкости на плоскую стенку. Центр давления

Сила полного гидростатического давления на плоскую стенку равна гидростатическому давлению в центре тяжести смоченной стенки, умноженному на ее смоченную поверхность.

(39)

*P*0

*p*

*H*

*P*

*lц*

*h*

*F*2

*l*ц

*l*

**Рис.12.** Давление на плоскую стенку

Последняя формула справедлива также для вертикальной стенки (*α* = 90˚, *h*ц = *l*ц).

В случае наклонной стенки силу *Ρ* можно рассмотреть как сумму двух сил: . Сила *Ρ*1 представляет собой результирующую равномерной нагрузки и приложена в центре тяжести площади *F*. А сила *Ρ*2 – равнодействующая сил избыточного давления, распределенных по площади *F* неравномерно, т.к. с увеличением глубины погружения давление растет. Следовательно, точка приложения этой силы смещена от центра тяжести в сторону большей глубины.

Центр давления – точка приложения сил избыточного давления жидкости на стенку.

Гидростатический парадокс: сила давления жидкости на горизонтальное дно сосудов не зависит от их формы: ; ;. *F* – площадь дна. При данной плотности сила давления на горизонтальное дно сосуда определяется лишь высотой столба жидкости *H* и площадью *F* дна сосуда:

(40)

*p*1

*h*

*p*2

*p*3

*F*1

*F*2

*F*3

**Рис.13.** Гидростатический парадокс

Практическое применение основного уравнения гидростатики – гидростатические машины, сообщающиеся сосуды. Например, в ХП используются гидравлические прессы.

4

*R2*

*d*1

*R1*

*d*2

1

2

3

*p*

**Рис.14.** Гидропресс

Поршень 2 передаст силу давления *R*1 во столько раз большую, чем *R*2, во сколько раз сечение цилиндра 2 больше, чем сечение цилиндра 1.

1, 2 – поршни; 3 – прессуемый материал; 4 – неподвижная плита.

Сила давления на поршень 1 и 2:

(41)

# 8. Поток жидкости и его параметры

Поток – масса движущейся жидкости, направляемая твердыми стенками.

1

2

3

*ω*1

*ω*2

**Рис.15.** Трубка тока

Линия тока – линия, в каждой точке которой вектор скорости частицы совпадает с направлением касательной (линия 1-2-3).

Трубка тока – совокупность линий тока, проведенных через все точки контура элементарного живого сечения *dS*.

Элементарная струйка – пучок линий тока, проходящих через трубку тока.

Живое сечение потока – поперечное сечение потока плоскостью, нормальной к направлению скорости жидкости (*S*).

Смоченный периметр – часть контура живого сечения, по которой поток соприкасается с твердыми стенками (П).

Гидравлический радиус потока *R*Г – отношение площади живого сечения *S* к смоченному периметру П:

(42)

Эквивалентный диаметр *d*эравен учетверенному гидравлическому радиусу:

(43)

Абсолютная шероховатость стенок *∆* – это средняя высота выступов неровностей, измеренная в линейных единицах.

Относительная шероховатость *ε* – это отношение абсолютной шероховатости к диаметру трубы:

(44)

Расход жидкости – количество жидкости, протекающей через живое сечение потока в единицу времени. Объемный расход измеряется в м3/с, массовый расход в кг/с.

Скорость частиц жидкости максимальна около оси трубы, а по мере приближения к стенкам она уменьшается, на стенке скорость жидкости равна 0. В расчетах обычно используют среднюю скорость. Средняя скорость движения потока равна отношению объемного расхода к площади живого сечения потока:

** (45)

откуда объемный расход:

(46)

а массовый расход:

(47)

Скорость жидкости в данной точке – местная (локальная) скорость.

*ωmax*

*ωср*

**Рис.16**. Скорость жидкости

# 9. Виды и режимы течения жидкостей

Различают 6 видов движения жидкостей: стационарное и нестационарное, равномерное и неравномерное, напорное и безнапорное.

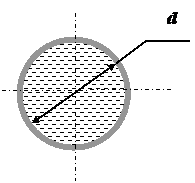
В стационарном потоке все характеристики жидкости (*ρ*, *ω*, *t*, *μ*, *р* и т.д.) постоянны во времени. Это установившийся во времени поток.

В нестационарном потоке (неустановившемся во времени) характеристики жидкости в каждой точке изменяются во времени.

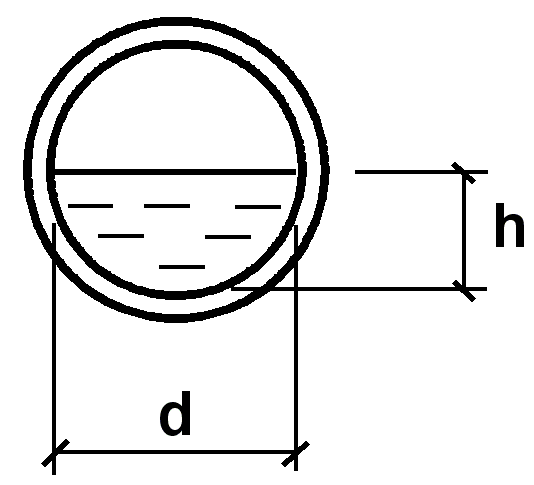
При равномерном течении скорость жидкости по длине трубы постоянна (диаметр трубы неизменный).

При неравномерном движении скорость потока переменна по длине трубы.

При напорном движении поток полностью заполняет поперечное сечение трубы, при безнапорном – не полностью:



**Рис.17.** Напорное движение в трубе



**Рис.18.** Безнапорное движение в трубе

Впервые режимы течения жидкостей изучал английский ученый Осборн Рейнольдс в 1883 г. Он обнаружил 2 принципиально разных течения:

1. ламинарный;
2. турбулентный.

В ламинарном потоке все частицы жидкости движутся по параллельным траекториям. При этом поперечное перемешивание отсутствует полностью. Это плавное и спокойное течение жидкости; наблюдается при небольших скоростях.

В турбулентном потоке частицы жидкости движутся по хаотическим (беспорядочным) траекториям. Некоторые частицы движутся назад, хотя вся масса жидкости перемещается в одном направлении. Это бурный, закрученный вихревой поток; наблюдается при больших скоростях.

Количественно оценить гидродинамический режим можно по числу (критерию) Рейнольдса:

(48)

где *ω* – средняя скорость потока.

*Re* – мера соотношения сил инерции и вязкости (внутреннего трения) в потоке жидкости.

Для прямых гладких труб различают 3 режима течения:

1. ламинарный (*Re* < 2320);
2. переходный, т.е. неразвитый турбулентный

(2320 ≤ *Re* ≤ 104);

1. турбулентный (*Re* > 104).

Рассмотрим структуры ламинарного и турбулентного потоков:

|  |  |
| --- | --- |
| Безымянный  **Рис.19.** Ламинарный режим | Безымянный  **Рис.20.** Турбулентный режим |

На рисунках – эпюры локальных скоростей в поперечных сечениях ламинарного и турбулентного потоков.

В структурах обоих потоков местная скорость на поверхности стенки равна 0 (жидкость прилипает к стенке за счет сил межмолекулярного взаимодействия), а максимальная скорость – на оси трубы. Структура турбулентного потока анизотропная (неоднородная). Здесь имеется очень тонкий пристенный пограничный ламинарный гидродинамический слой толщиной *δ*. В пределах этого слоя скорость жидкости увеличивается от 0 на стенке до некоторого конечного значения на границе пограничного слоя и турбулентного ядра потока.

Гидродинамические режимы играют важную роль при проведении различных процессов (химических, массообменных и т.д.)

Для интенсификации процессов обычно стремятся повысить степень турбулентности потоков.

# 10. Уравнение постоянства расхода жидкости

При условии непроницаемости и недеформируемости стенок трубопровода и отсутствия разрывов и пустот для стационарного потока жидкости, ее массовый расход постоянен.

– уравнение постоянства расхода жидкости.

В любых поперечных сечениях стационарного потока жидкостей ее массовый расход постоянен.

Это уравнение выражается материальным балансом потока и является частным случаем закона сохранения массы.

Для несжимаемой жидкости:



**Рис.21.** Сечения 1-1, 2-2

В этом случае:

(49)

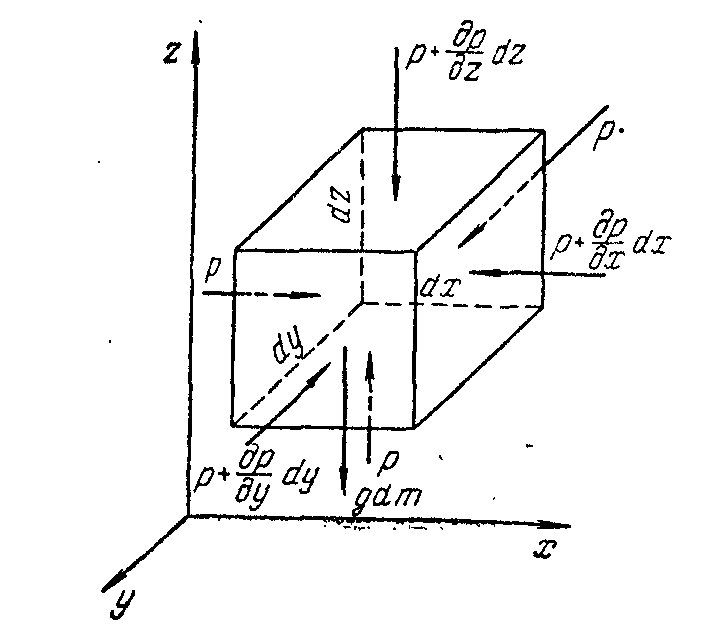
Отсюда следует,

– важное для практики следствие из уравнения постоянства расхода.

Средняя скорость обратно пропорциональна живому сечению потока или квадрату диаметра трубы.

# 11. Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости (уравнения Эйлера)

Рассмотрим установившийся поток идеальной жидкости, движущейся без трения. Выделим в потоке идеальной жидкости элементарный параллелепипед объемом , ориентированный относительно осей координат.



**Рис.22.** Элементарный объем жидкости

Как ранее было показано, проекции на оси координат сил тяжести и давления, действующих на параллелепипед, составляют:

Для оси *x*: *.*

Для оси *y*: . (50)

Для оси *z*: *.*

Согласно основному принципу динамики, сумма проекций сил, действующих на движущийся элементарный объем жидкости, равна произведению массы жидкости на ее ускорение.

Масса жидкости в объеме параллелепипеда:

(51)

Если жидкость движется со скоростью ω, то ее ускорение равно , а проекции ускорения на оси координат: , , , где *ωx*, *ωy*,* ωz* – составляющие скорости вдоль осей *x*, *y*, *z*. Производные , ,  отвечают изменению во времени значений *ωx*, *ωy*, *ωz* при перемещении частицы жидкости из одной точки пространства в другую (наблюдатель в данном случае связан с движущейся частицей потока).

В соответствии с основным принципом динамики:

(52)

или после сокращения:

(53)

где субстанциональные производные соответствующих составляющих скорости равны:

(54)

Система уравнений (53) с учетом выражений (54) представляют собой дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости Эйлера для установившегося потока.

При неустановившемся движении скорость жидкости изменяется не только при перемещении частицы потока из одной точки пространства в другую, но и с течением времени в каждой точке. Поэтому субстанциональные производные соответствующих составляющих скорости для неустановившихся условий имеют вид:

(55)

Система уравнений (53) с учетом выражений (55) представляет собой дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости Эйлера для неустановившегося потока.

Интегралом уравнений движения Эйлера для установившегося потока является уравнение Бернулли.

# 12. Уравнение Бернулли

(56)

*ω* – средняя скорость потока;

*р* – гидростатическое давление;

*z* – геометрический напор, т.е. удельная потенциальная энергия геометрического положения потока жидкости в данном сечении(м);

– статический или пьезометрический напор, т.е. удельная потенциальная энергия гидростатического давления жидкости в данном сечении (м);

– скоростной или динамический напор, т.е. удельная кинетическая энергия потока жидкости в данном сечении (м);

*E* – полный гидродинамический напор или полная удельная механическая энергия потока жидкости в данном сечении.

В любых поперечных сечениях стационарного потока идеальной (невязкой) жидкости полный гидродинамический напор постоянен, т.е. полная удельная механическая энергия потока жидкости постоянна по длине труба.

Уравнение Бернулли выражает энергетический баланс потока и является частным случаем закона сохранения энергии.

Напор – удельная весовая механическая энергия потока жидкости.

Уравнение Бернулли можно записать иначе, если умножить обе его части на величину :

(57)

*р* – механическая энергия единицы объема жидкости (потока).

Уравнение Бернулли можно применять для реальной (вязкой) жидкости:

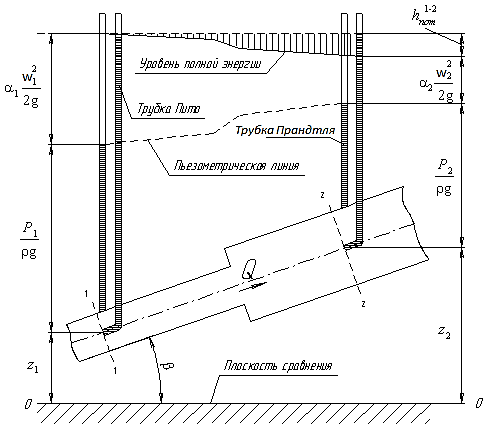
(58)

*∆h*1-2 – потеря напора потока на участке трубы между сечениями 1-1 и 2-2.

Потерянный напор расходуется на преодоление гидравлического сопротивления трубопровода. Последнее складывается из потерь на трение между слоями жидкости, между жидкостью и стенками трубы, а так же в местных сопротивлениях (резкий поворот трубы, внезапное изменение сечения потока, запорно-регулирующая арматура и т.д.).

При этом часть удельной потенциальной энергии жидкости превращается в тепловую энергию и рассеивается в окружающем пространстве.

Рассмотрим диаграмму Бернулли:



**Рис.23.** Диаграмма Бернулли

Трубки Пито и Прандтля называют пьезометрическими. Иногда еще используют комбинированную трубку Пито-Прандтля.

Высота столбика жидкости в трубке Прандтля равна пьезометрическому напору:

(59)

Высота столбика жидкости в трубке Пито равна сумме статического и скоростного напоров:

(60)

Отсюда, разность уровней столбиков жидкости в трубках Пито и Прандтля равна скоростному напору:

(61)

Если нижние концы трубок Пито и Прандтля находятся строго на оси трубы, то:

, таким образом, локальную скорость на оси трубы можно определить по показателям трубок Пито-Прандтля.

Имеется важное для практики следствие из уравнения Бернулли: при сужении потока часть удельной потенциальной энергии давления переходит в удельную кинетическую энергию потока жидкости, т.е. давление понижается, а скорость увеличивается; при расширении потока – все наоборот: скорость понижается, давление увеличивается.

Примеры практического применения уравнения Бернулли – насосы, компрессоры, дроссельные расходомеры, подъемная сила крыла самолета, птицы, эффект Магнуса и т.д.

# 13. Пути исследования процессов химической технологии. Сущность теории подобия и моделирования процессов

Изучение процессов с целью получения уравнений, необходимых для их анализа и расчета, можно проводить чисто теоретически. Этот наиболее желательный путь исследования сводится к составлению (на основе самых общих законов физики и химии) и решению математических зависимостей, чаще всего дифференциальных уравнений, полностью описывающих процесс.

Примером важных для практики расчетных зависимостей, полученных решением соответствующих дифференциальных уравнений, являются рассмотренные выше основное уравнение гидростатики и уравнение Бернулли.

Дифференциальные уравнения описывают целый класс однородных по своей сущности явлений, и для выделения из него конкретного явления необходимо ограничивать указанные уравнения дополнительными условиями (условиями однозначности).

Условия однозначности включают: геометрические формы и размеры системы, т. е. аппаратура, в которой протекает процесс; существенные для данного процесса физические константы участвующих в нем веществ; начальные условия, к числу которых относятся начальная скорость, начальная температура, начальная концентрация и т. п.; граничные условия, характеризующие состояние на границах системы, например, равенство нулю скорости жидкости у стенок трубы, и т. д.

Таким образом, дифференциальные уравнения должны решаться в совокупности с условиями однозначности в устанавливаемых последними пределах.

Однако многие процессы химической технологии характеризуются большим числом переменных и настолько сложны, что зачастую удается дать лишь математическую формулировку задачи и установить условия однозначности. Полученные же дифференциальные уравнения не могут быть решены известными в математике методами.

Теория подобия является учением о методах научного обобщения эксперимента. Она указывает, как надо ставить опыты и как обрабатывать их результаты, чтобы при проведении небольшого числа экспериментов иметь возможность обобщать опытные данные, получая единые уравнения для всех подобных явлений. Применение теории подобия часто позволяет вместо дорогостоящих трудоемких опытов на промышленной аппаратуре выполнять исследования на моделях значительно меньшего размера; помимо этого, опыты можно проводить не с рабочими (часто вредными и опасными) веществами и не в жестких (высокие температуры, сильно агрессивные среды) условиях реального производственного процесса, а с другими (модельными) веществами в условиях, отличающихся от промышленных.

# 14. Условия и теоремы подобия. Подобное преобразование дифференциальных уравнений

Один из основных принципов теории подобия заключается в выделении из класса явлений группы подобных явлений. Например, такие разные, на первый взгляд, явления, как движение окружающего нас атмосферного воздуха и движение капельной жидкости по трубопроводу в основе своей однородны, так как по существу представляют собой перемещение вязкой жидкости под действием разности давлений; поэтому данные явления описываются едиными уравнениями Навье-Стокса и принадлежат к одному классу. Вместе с тем движение вязких жидкостей (капельных и упругих) через трубы и аппараты различного профиля и размера составляет группу подобных явлений, входящих в этот класс.

Подобными называют явления, для которых постоянны отношения характеризующих их сходственных величин.

Условия подобия рассмотрим первоначально на простейшем примере геометрического подобия. Как известно из геометрии, из класса однородных плоских фигур (треугольников, многоугольников и др.) можно выделить группы подобных фигур, например, треугольников, сходственные линейные размеры которых параллельны, а отношения этих размеров постоянны. Подобные фигуры отличаются друг от друга только масштабом и могут быть получены одна из другой умножением сходственных размеров одной из них на некоторый постоянный масштабный множитель.

Безразмерные масштабные множители, выражающие отношения однородных сходственных величин подобных фигур (или любых подобных систем), называются константами подобия. Например, если размеры сторон одного треугольника равны *а'*, *b'* и *с'*, а размеры сходственных сторон подобного ему треугольника составляют *а"*, *b"* и *с"*, то

где *kl* – константа геометрического подобия (индекс *l* указывает на подобие линейных размеров).

Подобие может быть охарактеризовано также инвариантами подобия, которыми, в отличие от констант подобия, выражающих отношения сходственных величин разных фигур, называют безразмерные отношения каких-либо двух размеров одной из фигур, равные отношению сходственных размеров подобной фигуры. Так, для рассматриваемых подобных треугольников

где *il* – инвариант геометрического подобия.

Инварианты подобия представляют собой выражения величин в относительных единицах, т. е. в безразмерном виде. Например, в данном случае одна из сторон (*а*) подобных треугольников выражена в относительных единицах, причем в качестве масштаба для ее измерения выбрана их другая сторона (*b*). В тех же единицах, очевидно, можно выразить также третью сторону (*с*) подобных треугольников.

Для подобия физических явлений соблюдение геометрического подобия систем (аппаратов), в которых они протекают, является необходимым, но не достаточным условием. При подобии физических процессов должны быть подобны все основные физические величины, влияющие на процесс. Эти величины изменяются по мере протекания процесса (во времени) и в различных точках аппарата, т. е. в пространстве. Поэтому технологические процессы подобны только при условии совместного соблюдения геометрического и временного подобия, подобия полей физических величин, а также подобия начальных и граничных условий.

Сформулируем эти условия на примере подобного движения вязкой жидкости в натуре (в производственном трубопроводе) и в ее уменьшенной модели. Для этого рассмотрим любые сходственные точки, лежащие, например, на оси труб: *A*0*'* и *A*0*"* (на входе), а также *A*1*"* и *A*1*"*, *A*2*"* и *A*2*"* и т. д.

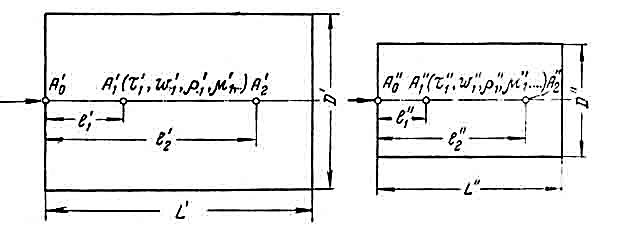
Геометрическое подобие соблюдается при равенстве отношений всех сходственных линейных размеров натуры и модели:

; (62)

где *L'* и *L"* – длина натуры и модели; *D'* и *D"* – диаметр натуры и модели; *l*1*'*, *l*1*"*, *l*2*'*, *l*2*"* и т. д. – пути, проходимые сходственными частицами жидкости от входа до произвольной точки, сходственной для натуры и модели.

При подобном движении сходственных частиц их траектории в натуре и в модели также должны быть подобны. Это условие иногда называют кинематическим подобием.

Постоянная величина *kl* характеризующая соотношение между геометрическими параметрами подобных систем и позволяющая перейти от размеров одной системы к размерам другой, представляет собой, как указывалось, константу геометрического подобия.



**Рис.24.** К формулировке условий подобия потоков натуре и в модели

Временное подобие характеризуется тем, что сходственные частицы в геометрически подобных системах, двигаясь по геометрически подобным траекториям, проходят геометрически подобные пути за промежутки времени, отношение которых является постоянной величиной, т. е.

(63)

где *Т'*, *Т"* – время прохождения сходственными частицами всего трубопровода (натуры и модели соответственно); *τ*1*'*, *τ*1*"*, *τ*2*'*, *τ*2*"* и т. д. – время прохождения сходственными частицами подобных путей *l*1*'*, *l*1*"*, *l*2*'*, *l*2*"* и т. д.; *kτ* – константа временного подобия.

При соблюдении геометрического и временного подобия будет соблюдаться также подобие скоростей:

(64)

Подобие физических величин предполагает, что для двух любых сходственных точек натуры и модели, размещенных подобно в пространстве и времени (т. е. при соблюдении геометрического и временного подобия), отношения физических свойств являются величинами постоянными. Так, например, если движущиеся по трубопроводам жидкости имеют вязкость *µ*, плотность *ρ* и т. д., то для сходственных точек натуры и модели

(65)

(66)

и т.д.

Подобие начальных и граничных условий предполагает, что отношения основных параметров в начале на границе натуры и модели являются соответственно величинами постоянными. Иными словами, для начальных и граничных условий должно соблюдаться геометрическое, временное и физическое подобие, как и для других сходственных точек натуры и модели.

Константы подобия *kl*, *kτ*, *kω*, *kρ*, *kµ* т.д., выражающие отношения различных одноименных величин в натуре и в модели, постоянны для различных сходственных точек подобных систем, но изменяются в зависимости от соотношения размеров натуры и модели.

Отметим еще одно важное свойство констант подобия: входящие в них одноименные величины могут взаимно заменяться. Поэтому отношения приращений этих величин можно заменять отношениями самих величин. Например:

(67)

и т.д.

Подобие потоков в натуре и модели можно охарактеризовать также с помощью инвариантов подобия, выражая все подобные величины в относительных единицах, т. е. в виде отношений сходственных величин в пределах каждой системы. Так, из уравнения следует:

(68)

причем *inv*, или *idem*, – означает инвариантно, или «одно и то же».

Величина *il* представляет собой инвариант подобия геометрических величин.

При выражении любой величины в относительных единицах в качестве масштаба ее измерения может быть выбрано значение этой величины в любой точке системы. Например, за масштаб вместо длины труб *L'* и *L"* можно принять их диаметры и т. д.

Аналогично следует:

(69)

(70)

(71)

(72)

Инварианты подобия *il ,iτ, iω, iρ, iµ,* и т. д. могут быть неодинаковы для различных сходственных точек подобных систем, но не зависят от соотношения размеров натуры и модели. Это означает, что при переходе от одной системы к другой, ей подобной, инварианты подобия не меняют своих значений.

Приведенные выше инварианты подобия, выраженные отношением двух однородных физических величин (параметров), называются параметрическими критериями, или симплексами.

Однако инварианты подобия могут быть выражены также отношениями разнородных величин, т. е. представлять собой безразмерные комплексы этих величин. Например, как показано ниже, для сходственных точек подобных потоков в трубопроводах равны инварианты подобия, состоящие из различных физических величин, или безразмерные комплексы, являющиеся уже известным нам критерием Рейнольдса:

Если инварианты подобия выражаются комплексами величин, полученными преобразованием дифференциальных уравнений, описывающих процесс, то их называют критериями подобия. Как будет видно из дальнейшего, критерии подобия всегда имеют физический смысл, являясь мерами соотношения между какими-то двумя эффектами (силами и т. п.), существенными для рассматриваемого процесса.

Критерии подобия обладают всеми свойствами инвариантов: они безразмерны, могут изменять свое значение от точки к точке данной системы, но для сходственных точек подобных систем не зависят от относительных размеров натуры и модели. В силу безразмерности числовые значения критериев подобия, как и констант и инвариантов подобия, не зависят от применяемой системы единиц.

Критерии подобия могут быть получены для любого процесса, если известны аналитические зависимости между характеризующими его величинами – дифференциальные уравнения, описывающие процесс. Вместе с тем следует отметить, что один и тот же процесс, которому соответствует определенное дифференциальное уравнение, может быть интегрально описан при использовании различных систем критериев.

Безразмерные симплексы или комплексы величин, в частности критерии подобия, называют также обобщенными переменными.

Основные положения теории подобия обобщаются теоремами подобия, приводимыми ниже. Эти теоремы лежат в основе практического применения теории подобия.

Первая теорема подобия была сформулирована Ньютоном. Согласно этой теореме, при подобии систем всегда могут быть найдены такие безразмерные комплексы величин, которые для сходственных точек данных систем одинаковы, т. е. подобные явления характеризуются численно равными критериями подобия.

Первая теорема подобия указывает, какие величины следует измерять при проведении опытов, результаты которых требуется обобщить: надо измерять те величины, которые входят в критерии подобия.

Вторая теорема подобия была доказана Бэкингемом, Федерманом и Афанасьевой-Эренфест. Согласно этой теореме, решение любого дифференциального уравнения, связывающего между собой переменные, влияющие на процесс, может быть представлено в виде зависимости между безразмерными комплексами этих величин, т. е. между критериями подобия.

# 15. Принципы аналогии. Сущность математического моделирования

Для весьма сложных химико-технологических процессов, проводимых, например, в химических реакторах с катализаторами, подобное преобразование дифференциальных уравнений приводит к выводу зависимостей между большим числом критериев подобия. Надежное моделирование таких процессов на малой опытной установке с последующим распространением полученных данных на производственные условия, т. е. применение изложенных выше принципов физического моделирования, практически невозможно.

В связи с этим исследование указанных процессов приходится проводить последовательно на ряде опытных установок, постепенно приближающихся по масштабу к промышленным установкам, что сопряжено с большими затратами времени и средств.

Значительно более экономично и эффективно изучение характеристик сложных явлений на моделях, процессы в которых имеют иную физическую сущность, чем процессы в натуре. В последние годы такой метод все шире применяется в инженерной практике.

В основе данного метода лежит свойство изоморфизма дифференциальных уравнений, являющееся отражением единства законов природы. Это свойство заключается в том, что с помощью системы однотипных дифференциальных уравнений можно описывать различные по своей физической сущности явления. Например, аналогичные уравнения применимы для описания полей скоростей, температур, концентраций и т. д.

Таким образом, существует аналогия и между физически разнородными процессами. Подобие физически однородных процессов можно рассматривать как частный случай аналогии.

Аналогия существует между электрическими, тепловыми и массообменными процессами, а также между гидродинамическими, тепловыми и массообменными процессами. Поэтому при исследовании тепловых, массообменных или гидродинамических процессов можно использовать более простые и в каком-либо отношении более удобные, чем натура, модели, в которых протекает совсем другой физический процесс. Единственное условие применимости такого способа исследования заключается в том, что оба процесса должны описываться одинаковыми по виду дифференциальными уравнениями. Так, например, электротепловая аналогия может быть применена путем использования описанного выше метода электролитической ванны для исследования полей температур в реакционных аппаратах.

# 16. Основные принципы метода анализа размерностей

Многие процессы химической технологии зависят от такого большого числа различных факторов, что для них не удается получить полного математического описания; можно лишь в самом общем виде представить зависимость между различными переменными, влияющих на протекание процесса.

Если, например, согласно практическим данным, некоторая величина *а* зависит от параметров *β*, *γ*, *δ*, и *θ*, то общий вид зависимости между данными величинами имеет вид:

(75)

или

(76)

Для отыскания конкретного вида этой функциональной зависимости, т. е. для нахождения расчетного уравнения, может быть применен метод анализа размерностей.

В основу метода положена *π*-теорема Бэкингема, согласно которой общую функциональную зависимость, связывающую между собой *n* переменных величин при *m* основных единицах их измерения, можно представить в виде зависимости между (*n* – *m*) безразмерными комплексами этих величин, а при наличии подобия – в виде связи между (*n* – *m*) критериями подобия.

Так, например, если рассматриваемое явление описывается в общем виде соотношением, связывающим пять каких-то физических величин, и если эти величины выражаются посредством трех основных единиц измерения, то *n* = 5 и *m* = 3. Следовательно, (*n* – *m*) = 2, и указанная функциональная зависимость может быть представлена в виде функции между некоторыми двумя безразмерными комплексами *π*1 и *π*2:

(77)

или

(78)

Для пользования методом анализа размерностей необходимо заранее знать, какие переменные должны входить в зависимость общего вида. Если при составлении такой исходной зависимости не учесть тех или иных параметров, которые существенно влияют на процесс, то это может привести к серьезным ошибкам при получении конечного расчетного уравнения, что является недостатком метода анализа размерностей. При отсутствии надежных исходных данных, вытекающих из физической сущности процесса, в случае применения данного метода для их выяснения нередко приходится использовать инженерную интуицию.

Рассмотрим применение методов теории подобия и анализа размерностей к гидродинамическим процессам.

# 17. Тепловое подобное преобразование уравнений Навье-Стокса. Основные критерии гидродинамического подобия

Выше уже отмечалось, что дифференциальные уравнения Навье-Стокса невозможно решить практически для большинства важных случаев.

Теория подобия позволяет преобразовать уравнения Навье-Стокcа и получить из них некоторую общую функциональную зависимость между критериями подобия, характеризующих силы, действующие при движении вязкой жидкости.

Перепишем уравнение Навье-Стокса для капельной жидкости в развернутом виде для одной из осей – вертикальной оси z:

Для подобного преобразования этого уравнения воспользуемся ранее сформулированным правилом: критерии подобия можно получить путем деления одной части дифференциального уравнения на другую и последующего отбрасывания знаков математических операторов.

Если движение жидкости установившееся, то ее скорость не зависит от времени, т. е. член . При этом, заменяя в левой части уравнения, характеризующей силу инерции, дифференциалы конечными величинами, находим:

где *l* – определяющий линейный размер.

В правой части уравнения член, отражающий действие силы тяжести, равен *ρg*. Член , характеризующий действие силы давления, можно заменить отношением , т. е. Наконец, последнее слагаемое правой части, отражающее действие силы трения:

Разделим члены одной части уравнения на члены другой его части и найдем таким образом выражения, характеризующие соотношения между соответствующими силами и силой инерции, или, иначе говоря, выразим эти силы в относительных единицах, приняв за масштаб силу инерции. В результате получим безразмерные соотношения величин – критерии подобия.

Выражение, характеризующее отношение силы тяжести к силе инерции, имеет вид

Безразмерный комплекс представляет собой критерий Фруда и обозначается через *Fr*. Чтобы избежать чисел меньше единицы, предпочитают пользоваться обратным выражением, и, таким образом, критерием Фруда обычно называют величину

(79)

Критерий Фруда отражает влияние сил тяжести или собственного веса на движение жидкости. В виде выражения он является мерой отношения силы инерции к силе тяжести в подобных потоках.

Соотношение между силами давления и инерции может быть охарактеризовано выражением:

(80)

Полученный комплекс называют критерием Эйлера и обозначают через *Eu*. Обычно ему придают несколько иной вид, вводя в него вместо абсолютного давления *ρ* разность давлений *Δρ* между какими-либо двумя точками жидкости:

(81)

Критерий Эйлера отражает влияние перепада гидростатического давления на движение жидкости. Он характеризует отношение изменения силы гидростатического давления к силе инерции в подобных потоках.

Найдем выражение, являющейся мерой отношения силы трения к силе инерции, приняв за критерий подобия (для того чтобы избежать чисел, меньших единицы) обратное отношение:

(82)

Полученный безразмерный комплекс величин называется, как известно, критерием Рейнольдса.

Таким образом, критерий Рейнольдса отражает влияние силы трения на движение жидкости. Он характеризует отношение инерционных сил к силам трения в подобных потоках.

Величина *l* в критерии *Re*, как и в других критериях подобия, представляет собой определяющий линейный размер. При движении жидкости через трубопроводы или аппараты за такой размер принимается их диаметр *d*, а в случае некруглого сечения потока – эквивалентный диаметр *d*э.

При неустановившемся движении жидкости в уравнении Навье-Стокса Заменив член, отражающий влияние нестационарности движения , охарактеризуем соотношение между силой инерции и этой величиной:

(83)

Безразмерный комплекс называется критерием гомохронности и обозначается через *Но*. Следовательно

(84)

Критерий гомохронности учитывает неустановившийся характер движения в подобных потоках.

Во всех сходственных точках движущихся подобно жидкостей

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *Fr'* = *Fr"* | *Eu' = Eu* | *Re' = Re"* | *Ho' = Ho"* |

(85)

В ряде случаев зависимость должна быть дополнена симплексами геометрического подобия. При движении жидкости через трубы или каналы таким симплексом является отношение длины l трубы к ее диаметру *d* или эквивалентному диаметру *d*э.

Тогда критериальное уравнение принимает вид:

(86)

При наиболее важной для практики формулировке задачи все входящие в уравнение критерии, кроме критерия Эйлера, служат определяющими, так как они составлены исключительно из величин, выражающих условия однозначности. В критерий же Эйлера входит величина Δ*ρ*, значение которой при движении жидкости по, трубе полностью обусловливается формой трубы (отношением ), физическими свойствами жидкости (*µ*, *ρ*) и распределением скоростей у входа в трубу и у ее стенок (начальные и граничные условия). Поэтому, согласно третьей теореме подобия, для подобия необходимо и достаточно соблюдение равенства значений *Но*, *Fr*, *Re* и *.* Следствием выполнения этих условий будет также равенство значений определяемого критерия *Eu* в сходственных точках подобных потоков. Поэтому уравнение представляют как

; (87)

Зависимости называют обобщенным, или критериальным, уравнением гидродинамики.

Функцию (85) наиболее часто аппроксимируют степенной зависимостью, т. е. придают этой функции вид

(88)

или после подстановки соответствующих безразмерных комплексов величин

(89)

Путем обработки опытных данных, полученных на моделях, находят числовые значения коэффициента *А* и показателей степеней *m, n, p, q* при соответствующих критериях.

Из полученного уравнения обычно определяют величину *Δρ*, входящую в критерий *Eu*. В частности, при движении жидкости через трубопроводы и аппараты так находится потеря давления (напора).

Если движение жидкости является установившимся, то критерий гомохронности может быть исключен из уравнений Следовательно, для установившегося движения обобщенное уравнение гидродинамики имеет вид:

(90)

или в более общей форме

(91)

где Г1, Г2, Г3, ... – симплексы геометрического подобия.

# 18. Приближенное моделирование. Автомодельность

При моделировании многих процессов химической технологии не удается соблюсти полное подобие, т. е. равенство всех определяющих критериев подобия для натуры и модели, как этого требует третья теорема подобия.

Поэтому при проведении моделирования часто можно удовлетвориться соблюдением не полного подобия, а лишь подобия тех факторов, которые наиболее значительно влияют на исследуемый процесс, т. е. осуществить приближенное моделирование.

Если какой-либо параметр не влияет на протекание процесса, то процесс называют автомодельным по отношению к этому параметру.

Автомодельность может наступить при изменении условий протекания процесса. Типичным примером служит сопротивление сил трения движению вязкой жидкости.

# 19. Сопротивление трения в гладких и шероховатых трубах

Гидравлическое сопротивление трубопровода – это потери напора жидкости при ее течении в трубопроводе.

Определение потерь напора *h*п необходимо для расчета затрат энергии для перемещения жидкости (с помощью насосов, компрессоров).

Потери напора в трубопроводе расходуются на преодоление сил:

1. путевых (линейных) сопротивлений (сопротивление трения);
2. местных сопротивлений:

(92)

В общем случае, путевые сопротивления зависят от режима течения жидкости и от шероховатости стенок труб.

Для определения потерь напора на трение при равномерном движении жидкости в круглых трубах применяют формулу Дарси-Вейсбаха:

(93)

где *l*, *d* – длина и диаметр трубы; *ω* – средняя скорость потока; *λ* – коэффициент гидравлического трения (коэффициент путевых сопротивлений).

*λ* показывает, какая доля динамического напора теряется на участке, равному диаметру трубы.

Для некруглых труб в уравнение Дарси-Вейсбаха вместо диаметра *d* подставляют эквивалентный диаметр *d*э.

Зависимость для труб с искусственной однородной шероховатостью (наклеивались зерна песка на внутреннюю поверхность труб) исследовал Никурадзе в 1932 г. Никурадзе получил график:

А

В

C1

C2

C3

Д3

Д2

Д1

*I*

*II*

*lg*(*λ*)

*lg*(*Re*)

ε3

ε2

ε1

**Рис.25.** График Никурадзе

ε1 > ε2 > ε3 (относительная шероховатость).

На графике Никурадзе можно выделить пять зон:

1. ламинарный режим (*Re* ≤ 2320) – прямая I;
2. переходная из ламинарного в турбулентный (*Re*=2320-3000);
3. область «гидравлически гладких» труб при турбулентном режиме:, прямая II; 3000 < *Re* < ;
4. область шероховатых труб (доквадратичная область «смешанного трения») при турбулентном режиме:

; прямая II; кривые СiДi;

1. область «вполне шероховатых труб» (квадратичная или автомодельная область) при турбулентном режиме: . Горизонтальные прямые – вправо от точек Дi.

Пока выступы шероховатости полностью погружены в ламинарный пограничный слой (), жидкость плавно обтекает эти выступы и влиянием шероховатости на величину *λ* можно пренебречь. В этом случае коэффициент *λ* зависит только от числа *Re* и определяется для гидравлически гладких труб (зоны 1-3).

С увеличением *Re* толщина слоя *δ* уменьшается. При ламинарное течение нарушается и *λ* начинает зависеть от шероховатости (4-ая зона), хотя еще и продолжает зависеть от *Re*.

Если число Re очень велико и , то *λ* зависит только от шероховатости (5-ая зона).

В практических расчетах для определения *λ* используются следующие формулы.

1-ая зона – ламинарный режим:

– формула Пуазейля.

2-ая зона. Поток является неустойчивым, т.к. небольшое изменение Re приводит к сильному изменению сопротивления. Нерасчетная область.

3-я зона – гидравлически гладкие трубы.

– формула Блазиуса.

4-ая зона – частично шероховатые трубы.

– формула Альштуля.

5-ая зона – шероховатые трубы.

– формула Прандля-Никурадзе. (94)

Или – формула Шифринсона.

Все эти формулы справедливы для изотермических условий (). При переменной температуре в эти формулы вводятся поправочные множители (т.к. ).

По опытным данным, для новых стальных труб ; для стальных труб после некоторой эксплуатации ; для старых чугунных и стальных труб

# 20. Местные сопротивления

В местных сопротивлениях средняя скорость потока изменяется по величине, по направлению или одновременно по величине и направлению. К местным сопротивлениям относятся внезапные сужения и расширения труб, краны, вентили, тройники, вход в трубу, выход из трубы и т.д.

**Рис.26.** Местные сопротивления

В местных сопротивлениях происходит дополнительная потеря энергии, кроме потерь на трение. Потеря энергии здесь вызывается ударом потока (аналогично удару твердого тела), который ведет к завихрениям жидкости.

В практических расчетах местные потери определяют по формуле:

(95)

где *ω* – средняя скорость потока в сечении за местным сопротивлением; *ξ*мс – коэффициент местного сопротивления.

Т.о., потеря напора в местном сопротивлении пропорциональна скоростному напору.

Для различных местных сопротивлений:

Коэффициент местного сопротивления *ξ*мс показывает, какая часть динамического напора теряется на данном местном сопротивлении.

Коэффициенты местных сопротивлений определяют экспериментально. Их средние значения приводятся в справочниках.

# 21. Гидравлический расчет трубопроводов

При гидравлическом расчете трубопроводов путевые и местные сопротивления определяются независимо друг от друга и складываются. Полученная сумма является гидравлическим сопротивлением всей системы.

Введем обозначение:

(96)

где – коэффициент сопротивления трения.

Тогда

(97)

где  – сумма коэффициентов сопротивления трения и местных сопротивлений.

Данное правило расчета называется принципом наложения гидравлических потерь. По этому принципу:

(98)

Таким образом, потеря напора определяется по уравнению:

(99)

или

(100)

Величина *h*п выражается в метрах столба жидкости и не зависит от природы жидкости, а величина *Δp* зависит от плотности.

Иногда потерю напора в местном сопротивлении приравнивают потерям напора на трение в гипотетически прямой трубе эквивалентной длины *l*экв.

Длина участка прямой трубы, гидравлическое сопротивление которого равно потере напора в данном местном сопротивлении, называется эквивалентной длиной *l*э этого местного сопротивления.

Применяют формулу: , где *d* – диаметр трубы; *n* – опытный коэффициент (приводится в справочниках).

В этом случае общие потери напора:

(101)

Введем обозначение:

(102)

где ξ0 – общий коэффициент гидравлического сопротивления системы.

Тогда ; т.к. , где *Q* – объемный расход; S – площадь сечения, то , где ; *К* характеризует гидравлическое сопротивление сети.

При перекачивании жидкости по трубе, кроме гидравлического сопротивления сети, необходимо преодолевать статический напор *Н*ст, который не зависит от расхода. Он состоит из высоты *h* подъема жидкости с уровня *z*1 на *z*2 () и напора, соответствующего противодавлению в сети , где *р*к и *р*0 – давление в конце и в начале трубопровода.

Т.о., полный напор для перекачивания жидкости:

, где (103)

*Q*

*Hст*

*K*2

*H*

*K*1

**Рис.27.** Характеристика сети

График также называется характеристикой сети. *К*2 > *К*1, т.е. гидравлическое сопротивление второй сети больше, чем первой. Характеристика сети – восходящая парабола.

# 23. Понятие о технико-экономическом расчете трубопроводов

Правильный выбор диаметра трубопровода важен потому, что сооружение и эксплуатация их обходятся дорого.

При заданной производительности *d* трубопровода может быть определен из уравнения расхода:

(103)

откуда

(104)

где *Q* – объемный расход жидкости (м3/сек).

Большим диаметрам соответствуют малые скорости *ω* и малые потери напора *h*п, и перекачивание жидкости мало. Но при этом высоки капитальные и эксплуатационные затраты.

Оптимальный диаметр трубопровода обеспечивает минимум эксплуатационных затрат.

Пусть М – суммарные эксплуатационные затраты (руб/год).

А – расходы на амортизацию и ремонт (руб/год).

Э – затраты энергии на перекачивание по данному трубопроводу (руб/год).

Годовые

затраты,

руб/год

А

Э

М = А + Э

*d*

**Рис.28.** Годовые затраты

*d*опт. соответствует минимуму на кривой .

Для перекачивания жидкостей рекомендуется скорость 0,5÷2 м/сек, для газов – 15÷25 м/сек.

При малых расходах и больших гидравлических сопротивлениях нужно брать небольшие скорости.

# 24. Перемещение жидкости (насосы). Классификация и принцип действия насосов

Насос – гидравлическая машина, преобразующая механическую энергию двигателя в механическую энергию перемещаемой жидкости.

По принципу действия насосы делятся на 2 группы:

1. динамические;
2. объемные.

Динамические насосы делятся на лопастные и насосы трения. К лопастным насосам относятся центробежные (ЦБН) и осевые насосы. Насосами трения являются вихревые и струйные. Объемные делятся на поршневые и ротационные. К ротационным относятся шестеренчатые, пластинчатые и винтовые.

В ЦБН давление жидкости увеличивается при вращении ее в лопастном рабочем колесе за счет центробежной силы. В осевом насосе жидкость перемещается параллельно валу с помощью устройства гребного винта.

Инжектор – встроенный насос, работающий на нагнетание.

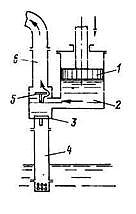
Эжектор – струйный насос, работающий на отсасывание.

В объемных насосах давление жидкости повышается при вытеснении ее из замкнутого пространства телами, движущимися возвратно-поступательно или вращательно. Кроме того, применяются насосы специальных типов, например, газлифт или монтежю.

В газлифте жидкость перемещается за счет разности плотностей в самой жидкости. Их применяют при добыче нефти, чтобы поднять ее по вертикальной скважине на поверхность земли.

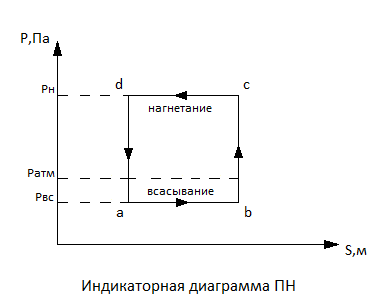
В монтежю жидкость перемещается за счет давления газом или паром на свободную поверхность жидкости.

# 25. Устройство и принцип действия поршневого насоса (ПН)



**Рис.29.**  Поршневой насос

1 – поршень; 2 – цилиндр; 3 – всасывающий клапан; 4 – всасывающий патрубок; 5 – нагнетательный клапан; 6 - нагнетательный патрубок.

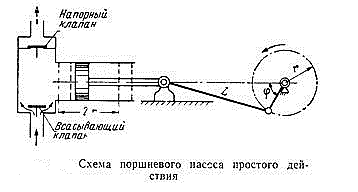


**Рис.30.** Индикаторная диаграмма ПН

На диаграмме зависимость абсолютного давления в цилиндре от расстояния *S*, описываемого поршнем в пространстве; *P*атм – атмосферное давление; *P*вс и *P*н – давление всасывания и нагнетания. Кривошипно-шатунный механизм преобразует вращательное движение малого двигателя в возвратно-поступательное движение поршня.

При движении поршня из крайнего левого положения в правое 3 открывается, а 5 закрывается, т.е. в цилиндре образуется вакуум и жидкость из всасывающей линии поступает в цилиндр, полностью заполняя его.

Таким образом, происходит всасывание при давлении Pвс. При движении поршня из крайнего правого положения в левое давление в цилиндре подскакивает до Pн, 3 закрывается, 5 открывается и происходит выталкивание жидкости из цилиндра при давлении в линию нагнетания. Далее рабочий цикл ПН повторяется.



**Рис.31.** Схема поршневого насоса простого действия

На схеме ПН простого действия. В нем за 1 оборот кривошипа происходит 2 хода поршня: 1 всасывание и 1 нагнетание. Для такого ПН характерна неравномерно-прерывистая, т.е. пульсирующая подача жидкости. При открывании и закрывании клапанов происходят гидравлические удары. Это вызывает шум, характерный относительно невысоких значений основных рабочих параметров. Бороться с этим можно 2 способами:

1. с помощью колпаков, играющих роль воздушных подушек, смягчающих гидроудары;
2. вместо ПН простого действия применяют ПН кратного действия (двойного, тройного, четверного).

Например, ПН двойного действия снабжают второй крышкой с парой клапанов. В нем за один оборот кривошипа происходят два всасывания и два нагнетания, при этом увеличивается подача. Она становится более равномерной, растут и остальные рабочие параметры, удлиняется срок службы насоса. Для создания высоких и очень высоких давлений используют плунжерные насосы, т.к. у них вместо поршня скалка (плунжер).

# 25. Основные рабочие параметры ПН

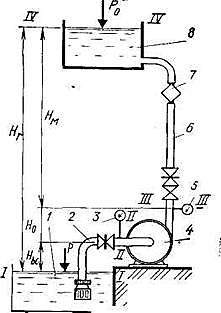
К основным рабочим параметрам ПН относятся напор (*H*), объемная подача (*Q*), мощность (*N*), КПД (*η*), предельная высота всасывания (*H*вс).

Напор – механическая энергия, приобретаемая единицей веса жидкости при прохождении ее через насос.

Соотношение для напора насоса можно получить с использованием уравнения Бернулли:

(105)

– общее гидравлическое сопротивление трубопровода.



**Рис.32.** Трубопровод

При равенстве диаметров всасывающего и нагнетательного потоков:

где *h*п – общее гидравлическое сопротивление трубопровода. Напор насоса можно определить так же по показателям приборов:

(106)

Объемная подача (производительность) – объем жидкости, подаваемой насосом в касательную линию за единицу времени.

Действительная объемная подача меньше теоретической:

 – для ПН простого действия;

– для ПН двойного действия;

 – для ПН тройного действия.

Действительная подача ПН меньше теоретической по трем причинам:

1. утечки жидкости через неплотности;
2. запаздывание открывания и закрывания клапанов;
3. наличие в жидкости газовых или паровых пузырьков.

Мощность:

1. Полезная мощность насоса *N*п – мощность, затрачиваемая на повышение давления в жидкости.

, где – весовой расход жидкости; *Q* –действительная объемная подача; *Н* – напор насоса

1. Мощность на валу насоса *N*в больше полезной:

(105)

где *η*Г - гидравлический КПД; *η*М - механический КПД, *ηv* – объемный КПД.

1. Номинальная мощность двигателя больше мощности на валу.

; (106)

где *η* – КПД насосной установки; *η*ДВ – КПД двигателя; *η*ПЕР – КПД передачи; *η*Н – КПД насоса, *ηv* – объемный КПО.

1. Установленная мощность больше номинальной.

(107)

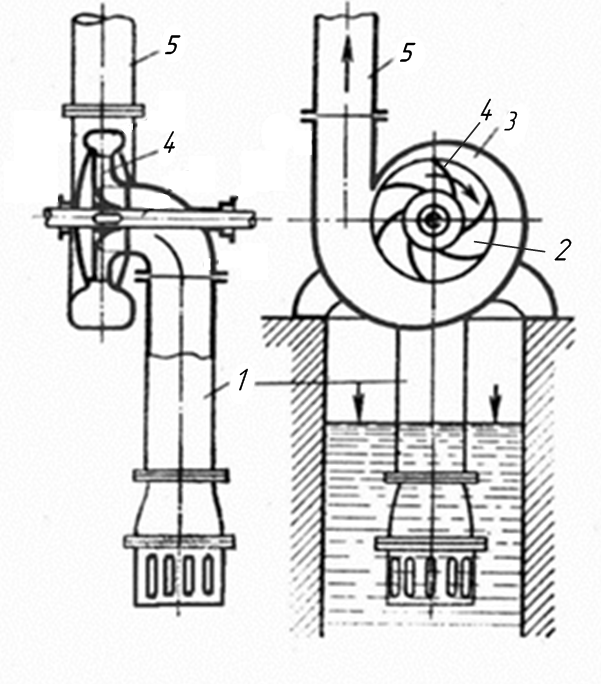
где *B* – коэффициент запаса мощности.

*Н*ВС – предельная высота всасывания насоса пропорциональна давлению в применяемой емкости *р*1 и обратно пропорциональна давлению во всасывающей линии насоса. Давление на всасывании должно быть не меньше давления насыщенности пара жидкости при температуре всасывания.

# 26. Устройство и принцип действия центробежного насоса (ЦБН)

Центробежный насос состоит из колеса с лопатками, сидящего на валу внутри улиткообразного корпуса.

Схема ЦБН:



**Рис.33.** ЦБН

Жидкость из всасывающего патрубка 1 поступает в рабочее колесо 4, вращающееся на валу внутри корпуса 3. Центробежной силой жидкость выбрасывается из криволинейных каналов между лопатками 4 в канал переменного сечения между рабочим колесом 2 и корпусом насоса 3. Далее жидкость попадает в нагнетательный патрубок 5. В центральной части колеса создается разрежение, обеспечивающее непрерывный и равномерный подсос жидкости.

При движении через рабочее колесо и спиральную камеру часть кинетической энергии жидкости переходит в потенциальную энергию давления (за счет расширения каналов между лопастями и спиральной камеры). Т.е. скорость жидкости уменьшается, а давление растет.

Перед пуском ЦБН заливают перекачиваемой жидкостью.

Напор одноступенчатых ЦБН (с одним рабочим колесом) обычно не превышает 50 м; напор многоступенчатых ЦБН (с несколькими колесами в одном корпусе) обычно не превышает 20 МПа.

Рабочее колесо образуют два диска, соединенные между собой лопатками:

1 – сплошной диск; 2 – диск с отверстием для входа перекачиваемой жидкости.

Лопасти делят пространство между дисками на ряд криволинейных каналов, расширяющихся от центра к периферии.

Давление жидкости в ЦБН увеличивается в 2 этапа:

1. при движении ее через расширяющиеся криволинейные насосы в колесе;
2. в большей степени давление жидкости увеличивается при прохождении через расширяющийся спиральный канал между колесом и корпусом. Это соответствует следствию из уравнения Бернулли (скорость падает, а давление растет).

Производительность ЦБН пропорциональна числу оборотов, ширине и наружному диаметру рабочего колеса, но обратно пропорциональна числу и толщине лопастей.

# 27. Характеристики ЦБН

Различают такие характеристики:

1. частную (при постоянном числе оборотов и рабочего колеса);
2. универсальную (во всем интервале числа оборотов рабочего колеса).

Частная характеристика – графическая зависимость напора мощности на валу и КПД насоса от его объемной подачи при постоянном числе оборотов рабочего колеса:

*Q*

*N, ηH*

*n=const*

*n=const*

*Q=const*

V

*H*

*H*т

*H*

*N*в

*η*н

*Q*

|  |  |
| --- | --- |
| **Рис.34.** Частная характеристика ЦБН | **Рис.35.** Характеристика ЦБН ПН |

Если у поршневого насоса производительность не зависит от напора, то у ЦБН производительность падает с увеличением напора.

Характеристику ЦБН получают изменением степени открытия задвижки на нагнетательной линии. Напор имеет максимальное значение при закрытой задвижке (). При этом *η*н так же равен нулю, т.к. .

– теоретическая напорная характеристика ЦБН; – действительная напорная характеристика ЦБН.

Уменьшение напора *Н* с ростом производительности Q вытекает из анализа основного уравнения ЦБН:

(108)

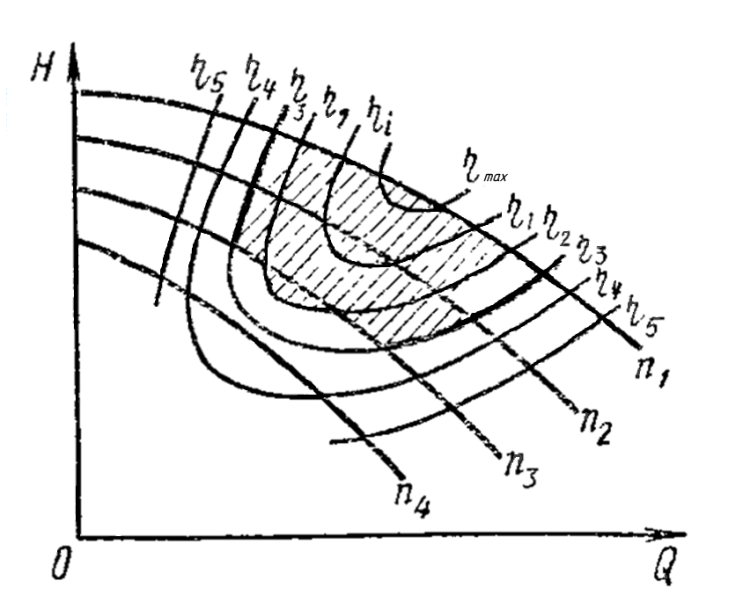
Т.к. радиальная составляющая абсолютной скорости прямо пропорциональна *Q*, то при *β*2 < 900, *ctgβ*2 > 0 и *Н*т снижается с ростом *Q*.

Увеличение мощности на валу с ростом *Q* вызвано повышением гидравлических и других потерь.

При *Q* = *Q*max напор *Н* = 0, значит и . Т.о. *η*н при росте *Q* проходит через максимум.

Максимальное значение *η*н соответствует оптимальному режиму работы ЦБН.

При увеличении числа оборотов насоса можно получить ряд напорных характеристик : *n*1<*n*2<*n*3…



**Рис.36.** Универсальная характеристика ЦБН

Точки на кривых , соответствующие постоянным значениям *η*н, соединяют плавными линиями и получают семейство кривых . Например, величине соответствует пара точек на каждой кривой . Каждый насос имеет лишь один оптимальный режим при . Кроме того, существует глобальный оптимальный режим при оптимальном числе оборотов.

При подборе насоса необходимо стараться, чтобы подобранный насос работал в оптимальном режиме, который обеспечивает минимум энергозатрат.

# 28. Работа ЦБН на сеть

Выбор насоса и режима его работы зависит от характеристики сети. Напор в сети , где *Н*г – геометрическая высота подачи жидкости, *Н*п – потери напора. Но, как известно,  , где *Q* – расход жидкости, *k* – коэффициент пропорциональности.

Характеристика сети – зависимость напора в сети от расхода жидкости:

 ; (109) – это уравнение параболы.

Если наложить характеристику сети на характеристику насоса, то точка их пересечения (рабочая точка насоса) отвечает равенству производительности насоса, требуемому расходу жидкости в сети, а также равенству избыточного напора насоса ().

*H*

*H*п

*H*г

*Q*

*Q*1

*M*

**Рис.37.** Характеристика насоса

М – рабочая точка. Для увеличения производительности надо повышать число оборотов двигателя.

Может оказаться так, что графики не пересекаются. Это говорит о том, что мощности насоса не хватает для работы на данную сеть. В этом случае есть несколько вариантов:

1. можно увеличить число оборотов рабочего колеса, но технически это не всегда осуществимо;
2. можно заменить маломощный насос на более мощный;
3. вместо одного насоса можно использовать несколько насосов, например, два.

Если необходимо увеличить объемную подачу, то насосы включаются параллельно; при необходимости повышения напора насосы соединяют последовательно.

При работе 2-ух насосов на данную сеть их можно включить или параллельно, или последовательно. Если нужно увеличить производительность, насосы соединяют параллельно, если нужно повысить напор, насосы включают последовательно.

*H*

*Q*

*Q*2

*M*2

*M*1

*Q*1

*H*2

*H*1

*M*2

*M*1

*Q*1

*Q*2

*H*2

*H*1

*H*

*Q*

|  |  |
| --- | --- |
| **Рис.38.** Параллельное соединение | **Рис.39.** Последовательное соединение |

При параллельном включении суммарная характеристика (кривая 2) строится удвоением производительностей при одинаковых напорах, а при последовательном включении – удвоением напоров при одинаковых производительностях.

При параллельном соединении , если характеристика сети пологая; при последовательном соединении , если характеристика сети крутая.

# 29. Сравнительная характеристика ЦБН

В химической промышленности чаще всего используют ЦБН.

Плюсы ЦБН:

1. большая объемная подача;
2. непрерывность и равномерность подач;
3. простота (отсутствие клапанов передаточного механизма воздушных колпаков);
4. компактность;
5. низкая металлоемкость;
6. возможность непосредственного присоединения к приводу (двигателю);
7. возможность перекачивания суспензий (отсутствие клапанов);
8. свойство саморегулирования (насос сам отыскивает свою рабочую точку, т.е. настраивается на работу, на данную сеть);
9. надежность и долговечность;
10. дешевизна.

Минусы ЦБН:

1. недостаточно высокий напор;
2. уступает по КПД поршневым насосам;
3. трудность конструктивного выполнения малых насосов;
4. необходимостью предварительной заливки насоса перекачиваемой жидкостью (отсутствие самовсасывающей способности);
5. кавитация (схлопывание газовых или паровых пузырьков в области высокого давления насоса (в спиральном насосе между колесом и корпусом), каверна - пустота, полость).

Кавитация сопровождается шумом, треском, вибрацией. Это объясняется множеством гидравлических микроударов. Она понижает все основные рабочие параметры насосов, сокращается срок службы, поэтому при установке насоса необходимо учитывать кавитационную поправку, т.е. насос должен быть установлен не выше определенного уровня.

Плюсы поршневого насоса:

1. высокий напор;
2. высокий КПД;
3. самовсасывающая способность;
4. независимость объемной подачи насоса от его напора.

# 30. Понятие о компрессорах

Для компрессорных машин вместо напора применяют степень сжатия *E* – это отношение давления газа на выходе компрессора к его давлению на входе в компрессор.

; (110)

В зависимости от степени сжатия различают компрессорные машины:

1. вентиляторы ();
2. газодувки ();
3. компрессоры ().

Кроме того, компрессорные машины используют в качестве вакуум-насосов. Основное отличие компрессорных машин от насосов обусловлено сжимаемостью газов.

При резком сжатии газа, особенно для высоких давлений, он сильно разогревается, поэтому возникает необходимость отвода тепла (для уменьшения энергозатрат). По принципу действия центробежные компрессорные машины аналогичны ЦБН, а поршневые компрессоры – ПН.

# КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ ПО КУРСУ «ГИДРОГАЗОДИНАМИКА» ДЛЯ СТУДЕНТОВ ЗАОЧНОГО ОТДЕЛЕНИЯ

**Решите задачи:**

**Задача 1.** Имеется гидропресс (см. рис.40) с цилиндрами диаметрами *d*1 и *d*2. При равновесии на поршни действуют силы *R*1 и *R*2. Найдите давление *Р* и неизвестную величину для своего варианта.

**Таблица 1**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вариант | *d*1, мм | *d*2, мм | *R*1, кН | *R*2, МН |
| 1 | 30 | 30 | ? | 0,1 |
| 2 | 40 | ? | 4 | 0,4 |
| 3 | ? | 20 | 2 | 0,3 |
| 4 | 20 | 30 | 4 | ? |
| 5 | 30 | 40 | ? | 0,2 |
| 6 | 40 | ? | 3 | 0,1 |
| 7 | ? | 10 | 3 | 0,3 |
| 8 | 20 | 20 | 2 | ? |
| 9 | 30 | 40 | ? | 0,4 |
| 10 | 40 | 40 | 2 | ? |
| 11 | ? | 30 | 3 | 0,3 |
| 12 | 40 | ? | 2 | 0,4 |
| 13 | 30 | 40 | ? | 0,2 |
| 14 | 30 | 30 | 3 | ? |
| 15 | 20 | ? | 2 | 0,1 |
| 16 | 30 | 40 | ? | 0,2 |
| 17 | ? | 30 | 2 | 0,3 |
| 18 | 20 | ? | 3 | 0,1 |
| 19 | 30 | 40 | 3 | 0,3 |
| 20 | 20 | 30 | ? | 0,1 |
| 21 | ? | 20 | 3 | 0,2 |
| 22 | 20 | ? | 2 | 0,4 |

**Продолжение таблицы 1**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вариант | *d*1, мм | *d*2, мм | *R*1, кН | *R*2, МН |
| 23 | 30 | 40 | 4 | ? |
| 24 | 20 | 20 | ? | 0,2 |
| 25 | 30 | 30 | 2 | ? |
| 26 | 20 | 30 | ? | 0,2 |
| 27 | 30 | 30 | 3 | ? |
| 28 | 30 | 40 | ? | 0,3 |
| 29 | 40 | ? | 4 | 0,4 |
| 30 | ? | 30 | 3 | 0,3 |
| 31 | 20 | ? | 2 | 0,2 |
| 32 | 30 | 40 | 3 | ? |
| 33 | 20 | 20 | ? | 0,1 |
| 34 | 20 | ? | 3 | 0,2 |
| 35 | 30 | 40 | ? | 0,3 |

*Примечание:* обратите внимание на размерность:

милли – 10-3, санти – 10-2, кило – 103, мега – 106.

Р

R2

R1

d2

d1

**Рис.40.** Гидропресс

**Задача 2.** Воспроизведите рис.41, объясните вид эпюры избыточного давления, дорисуйте эпюру для наклонной стенки. Найдите избыточное давление на глубине м в Паскалях, технических атмосферах (1 ат = 1 кгс/см2), если плотность жидкости кг/м3. Здесь *N*в – номер варианта.

0

*Z*0

*Z*

*P*0

(*P*-*P*0)

**Рис. 41.** Эпюра избыточного давления

**Задача 3.** Рассчитать плотность воздуха в емкости *Е*1 при *ΔР* разряжения равном 5,9⋅103 Па, атмосферном давлении *Р* = 1 бар и температуре . Мольная масса воздуха *М* = 29 кг/моль.

**Задача 4.** По трубе диаметром мм перекачивается нефтепродукт со среднерасходной скоростью 1,5 м/с. За какое время заполнится железнодорожная цистерна объемом 60 м3?

**Задача 5.** По трубам диаметром 25х2 мм теплообменника должно проходить 20 т/ч воды со средней температурой *t*, °С. Сколько трубок должно быть в теплообменнике для обеспечения развитого турбулентного режима (*Re* = 20000)?

**Таблица 2**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *N*в | *t*, °C | *ρ*, кг/м3 | *ν*, 10-6 м2/с |
| 1 | 0 | 1000 | 1,79 |
| 2 | 10 | 1000 | 1,31 |
| 3 | 20 | 998 | 1,01 |
| 4 | 30 | 996 | 0,81 |
| 5 | 40 | 992 | 0,66 |
| 6 | 50 | 988 | 0,56 |
| 7 | 60 | 983 | 0,48 |
| 8 | 70 | 978 | 0,42 |
| 9 | 80 | 972 | 0,37 |
| 10 | 90 | 965 | 0,33 |
| 11 | 5 | 1000 | 1,69 |
| 12 | 15 | 999 | 1,13 |
| 13 | 25 | 997 | 0,91 |
| 14 | 35 | 994 | 0,73 |
| 15 | 45 | 990 | 0,61 |
| 16 | 55 | 986 | 0,52 |
| 17 | 65 | 981 | 0,45 |
| 18 | 75 | 975 | 0,39 |
| 19 | 85 | 969 | 0,35 |
| 20 | 95 | 963 | 0,31 |
| 21 | 20 | 998 | 1,01 |
| 22 | 40 | 992 | 0,66 |
| 23 | 50 | 988 | 0,56 |
| 24 | 60 | 983 | 0,48 |
| 25 | 70 | 978 | 0,42 |
| 26 | 10 | 1000 | 1,31 |
| 27 | 30 | 996 | 0,81 |
| 28 | 50 | 988 | 0,56 |
| 29 | 70 | 978 | 0,42 |
| 30 | 80 | 972 | 0,37 |
| 31 | 90 | 965 | 0,33 |
| 32 | 20 | 998 | 1,01 |
| 33 | 40 | 992 | 0,66 |

**Продолжение таблицы 2**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *N*в | *t*, °C | *ρ*, кг/м3 | *ν*, 10-6 м2/с |
| 32 | 20 | 998 | 1,01 |
| 33 | 40 | 992 | 0,66 |
| 34 | 60 | 983 | 0,48 |
| 35 | 85 | 969 | 0,35 |

**Задача 6.** Через трубку диаметром 17,5 мм течет вода с температурой Найти объемный расход воды в кубических сантиметрах в секунду, при котором будет обеспечен . Зависимость коэффициента кинематической вязкости воды *ν* от температуры имеет вид:

, м/с.

**Задача 7.** Уровень воды в емкости мм (см.рис.42). Найти избыточное давление на дне емкости и теоретическую скорость истечения воды из сопла.

*Z*1

*hω*3

*ω*3

*P*2

*hp*2

**Рис.42.** К задаче 7

**Задача 8.** Конический расширяющийся канал (диффузор) (рис.43) имеет входной диаметр мм, выходной диаметр мм. На входе скорость воды м/с, показания пьезометра см. Пренебрегая потерями на трение найти:

1. объемный расход воды;
2. скорость воды на выходе;
3. скоростной напор на входе и выходе;
4. пьезометрический напор на выходе.

в

б

а

Z

*hp*

*hω*

г

3

2

1

**Рис.43.** Диффузор

**Задача 9.** Рассчитайте величину скоростного напора во втором сечении при показании ротаметра , %.

**Задача 10.** Найдите массовый расход и неизвестную величину для переходника (рис.44), если плотность жидкости кг/м3. Остальные необходимые данные приведены в таблице 3.

**Таблица 3**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *N*в | *d*1, мм | *ω*1, м/с | *d*2, мм | *ω*2, м/с |
| 0 | 40 | 0,5 | 30 | x |
| 1 | 50 | 0,8 | x | 1,6 |
| 2 | 60 | x | 40 | 2,0 |
| 3 | x | 1,2 | 20 | 2,4 |
| 4 | 80 | 0,7 | x | 2,1 |
| 5 | x | 0,7 | 50 | 1,4 |
| 6 | 30 | 0,6 | 20 | x |

**Продолжение таблицы 3**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *N*в | *d*1, мм | *ω*1, м/с | *d*2, мм | *ω*2, м/с |
| 7 | 70 | x | 40 | 2,0 |
| 8 | 90 | 0,9 | 30 | x |
| 9 | x | 1,1 | 50 | 2,2 |

*P*2

*P*1

ω2

*d*2

*d*1

ω1

а)

б)

*ρω*1

*P*2

*P*1

*ρω*2

**Рис.44.** Переходник

**Задача 11.** Во сколько раз и как нужно изменить диаметр трубопровода, чтобы сопротивление его уменьшилось в 10 + 0,2*N*в раз, если объемный расход, длина трубы и коэффициент *λ* постоянны?

**Задача 12.** Вода подается из озера в аппарат насосом. Общее гидравлическое сопротивление сети Δ*P* = (5 + 0,5*N*в) атм., где *N*в – номер варианта. Длина трубопровода 100 м, диаметр трубы 76х4 мм. Геометрическая высота подачи 20 м. Коэффициент трения *λ* = 0,03. Сумма коэффициентов местных сопротивлений . Избыточное давление в аппарате 3 атм. Найти массовый расход воды при плотности 103 кг/м3.

**Задача 13.** Центробежный насос для перекачки воды имеет следующие паспортные данные: *Q* = 56 м3/ч, *H* = 42 м, *N* = 10,9 кВт при *n* = 1140 об/мин. Определить: КПД насоса; производительность, развиваемый напор и потребляемую мощность при *n* = (1000 + 100*N*в) об/мин, считая, что КПД остался неизменным.

**Задача 14.** По трубе, диаметром 30 мм и длиной 30 м перекачивается 6 м3/ч воды. Как изменится гидравлическое сопротивление при увеличении расхода до (7 + *N*в) м3/ч, если коэффициент трения в обоих случаях равен 0,025?

**Задача 15.** Определить диаметр осадительного аппарата производительностью 5(1 + *N*в) тыс.м3/ч воздуха (*ρ*с = 1,2 кг/м3, *μ*с = 18⋅10-6 Па⋅с). Скорость воздуха принять равной скорости витания капель диаметром *d* = 0,2⋅(2+*N*в), мм; плотность ρч = (800 + 35*N*в) кг/м3. Вычислить коэффициент сопротивления *ξ*. Здесь *N*в – номер варианта; *ρ*с и *ρ*ч– плотность материала среды и частицы; *μ*с – коэффициент динамической вязкости среды.

**Задача 16.** Определить высоту и число труб электрофильтра производительностью *Q* = 50 + 10*N*в тыс.м3/ч газа, если скорость газа 1 м/с, а скорость осаждения частиц *U*h = 1,5 + 0,5*N*в см/с. Внутренний диаметр труб 300 мм.

# ВОПРОСЫ К ЗАЧЕТУ И ЭКЗАМЕНУ

1. Основные свойства жидкости.
2. Плотность и удельный вес.
3. Давление, вязкость.
4. Поверхностное натяжение.
5. Диф. уравнение равновесия Эйлера.
6. Основное уравнение гидростатики.
7. Закон Паскаля.
8. Эпюры гидростатического давления.
9. Приборы для измерения давления.
10. Пьезометр. Ртутный манометр.
11. Поршневой манометр.
12. Дифманометр.
13. Микроманометр.
14. Вакуумметр.
15. Пружинный манометр.
16. Мембранный манометр.
17. Давление на плоские стенки.
18. Центр давления.
19. Виды движения жидкостей.
20. Режим движения жидкостей.
21. Распределение скоростей и расход жидкости при установившемся ламинарном потоке.
22. Уравнение неразрывности.
23. Диф. уравнение движения идеальной жидкости.
24. Диф. уравнение движения вязкой жидкости.
25. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости.
26. Уравнение Бернулли для реальной жидкости.
27. Уравнение Пуазейля.
28. Некоторые характеристики турбулентного потока.
29. Гидравлическое сопротивление трубопроводов и аппаратов.
30. Уравнение Дарси-Вейсбаха.
31. Местные сопротивления.
32. Транспортирование жидкостей.
33. Классификация насосов.
34. Основные рабочие параметры насосов.
35. Центробежные насосы.
36. Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса.
37. Основное уравнение лопастных насосов.
38. Характеристика центробежного насоса.
39. Работа насоса на сеть. Рабочая точка.
40. Помпа ж.
41. Последовательное и параллельное соединение насосов.
42. Кавитация в лопастных насосах.
43. Допустимая высота всасывания центробежного насоса.
44. Индикаторная диаграмма поршневого насоса.
45. Принцип действия объемных насосов, их классификация.
46. Поршневые насосы. Область применения.
47. Ручной поршневой насос, его работа.
48. Кинематическая схема одноцилиндрового поршневого насоса.
49. Мгновенная подача жидкости.
50. Неравномерность подачи и методы ее выравнивания.
51. Допустимая высота всасывания поршневого насоса.
52. Одноцилиндровый насос с воздушным колпаком.

# СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. «Процессы и аппараты химической технологии» Касаткин А.Г. Изд-во: ПрофиКС, 2008. – 753с.
2. «Гидрогазодинамика» Учебное пособие. Жуков Н.П. Тамбов. Изд-во: ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2004. – 92с.
3. «Основа технической гидрогазодинамики и гидравлики» Учебное пособие. Тазюков Ф.Х., Кутузов А.Г., Кутузова М.А. Казань РИЦ «Школа», 2010. – 168с.
4. «Гидравлика». Учебное пособие. М.Я. Кордон, В.И. Симакин, И.Д. Горешник. Пенза. ПГУ, 2005. – 71с.

**Учебное пособие**

**Рузанова Марина Александровна**

кандидат технических наук, доцент

**ГИДРОГАЗОДИНАМИКА**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Корректор Белова И.М.

Худ.редактор Фёдорова Л.Г.

Сдано в набор14.03.17.

Подписано в печать 16.03.17.

Бумага писчая. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 5,4. Тираж 100 экз.

Заказ №20.

НХТИ ФГБОУ ВО «КНИТУ»,

г. Нижнекамск, 423570, ул. 30 лет Победы, д. 5а.