Государственное бюджетное профессиональное
образовательное учреждение Самарской области
«Чапаевский химико-технологический техникум»

Методические указания

по выполнению практических работ студентов

по дисциплине ОП.06 «Теоретические основы теплотехники и гидравлики»
специальности 13.02.02 Теплоснабжение и теплотехническое оборудование

Чапаевск 2020

Одобрена

предметной (цикловой) комиссией

механических и автотранспортных дисциплин

Председатель ПЦК
Л.И. Карпова

Протокол № 10 от 18.05.2020 г.

Автор: Велигорская В.Л., преподаватель ГБПОУ «ЧХТТ»

Рецензент: Карпова Л.И., преподаватель ГБПОУ «ЧХТТ»

Аннотация:

Методические указания по проведению практических работ предназначены для студентов специальности 13.02.02 Теплоснабжение и теплотехническое оборудование для подготовки к практическим работам с целью освоения практических умений и навыков и профессиональных компетенций. Методические указания по проведению практических работ составлены в соответствии с рабочей программой ОП.06 «Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики» для специальности 13.02.02 Теплоснабжение и теплотехническое оборудование.

Содержание

	Введение	5
1	Практическое занятие № 1 Составление условия равновесия жидкостей в сообщающихся сосудах	7
2	Практическое занятие № 2 Основные методы и приборы измерения давления	8
3	Практическое занятие № 3. Характеристика линии и трубки тока. Уравнение расхода.	16
4	Практическое занятие № 4 Характеристика дифференциального уравнения неразрывности	17
5	Практическое занятие № 5 Составление режимов течения жидкости и число Рейнольдса.	19
6	Практическое занятие № 6 Расчет простого трубопровода	31
7	Практическое занятие № 7 Соединение простых и сложных трубопроводов.	40
8	Практическое занятие № 8 Характеристика гидравлического удара в трубопроводе.	43
9	Практическое занятие № 9 Определение напора, расхода и диаметра трубопровода.	47
10	Практическое занятие № 10 Определение гидравлических потерь энергии жидкости	50
11	Практическое занятие № 11 Характеристика термодинамических процессов.	54
12	Практическое занятие № 12 Характеристика цикла Карно	61
13	Практическое занятие № 13 Уравнение Клапейрона-Клаузиуса	64
14	Практическое занятие № 14 Характеристика теплопроводности и теплопередачи через плоскую стенку	69
15	Практическое занятие № 15 Характеристика теплопроводности и теплопередачи через цилиндрическую стенку	71
16	Практическое занятие № 16 Характеристика теплопроводности и теплопередачи через шаровую стенку	74
17	Практическое занятие № 17 Характеристика теплоотдачи пластины при ламинарном пограничном слое	76
18	Практическое занятие № 18 Характеристика теплоотдачи пластины при турбулентном пограничном слое	79
19	Практическое занятие № 19 Характеристика теплоотдачи при внешнем обтекании одиночной трубы и трубных пучков	81
20	Практическое занятие № 20 Характеристика теплоотдачи при течении жидкости в трубах и каналах	84
21	Практическое занятие № 21 Характеристика теплоотдачи при свободной конвекции	86
22	Практическое занятие № 22 Характеристика теплоотдачи при конденсации	89
23	Практическое занятие № 23. Характеристика теплоотдачи при кипении	97
24	Практическое занятие № 24 Характеристика теплоотдачи при кипении в условиях движения жидкости по трубам	101
25	Практическое занятие № 25 Характеристика радиационного теплообмена между твердыми телами, разделенными прозрачной	103

	средой	
26	Практическое занятие № 26 Характеристика радиационного теплообмена между газом и оболочкой	106
27	Практическое занятие № 27 Способы повышения эффективности теплообменных аппаратов	109
28	Практическое занятие № 28 Классификация гидравлических машин, область применения**.**	110
29	Практическое занятие № 29 Характеристика поршневых насосов, устройство и принцип действия	113
30	Практическое занятие № 30 Характеристика роторных насосов, устройство и принцип действия	117
31	Практическое занятие № 31 Характеристика шестерённых насосов, устройство и принцип действия	121
32	Практическое занятие № 32 Характеристика пластинчатых насосов, устройство и принцип действия	123
33	Практическое занятие № 33 Характеристика центробежного насоса, устройство и принцип действия	126
34	Практическое занятие № 34 Характеристика лопастного насоса, устройство и принцип действия	129
35	Практическое занятие № 35 Составление характеристики кавитации центробежного насоса	130
36	Практическое занятие № 36 Характеристика вихревого насоса, устройство и принцип действия	132
37	Практическое занятие № 37 Характеристика погружного насоса, устройство и принцип действия	133
38	Практическое занятие № 38 Расчет гидропривода строгального станка	136
39	Практическое занятие № 39 Расчет гидропривода подъемного механизма	140
40	Практическое занятие № 40 Схемы соединения гидро и пневмоприводов.	143
41	Практическое занятие № 41 Выполнение условных графические обозначения элементов гидро- и пневмоприводов.	149
42	Практическое занятие № 42 Графические условные обозначения элементов гидро- и пневмоприводов.	154
43	Практическое занятие № 43 Выполнение принципиальных схем гидро- и пневмоприводов	161
44	Практическое занятие № 44 Составление характеристики динамических компрессоров	166
45	Практическое занятие № 45 Составление характеристики объемных компрессоров	170
	Список используемых источников	175

Введение

Методические указания по выполнению практических работ разработаны согласно рабочей программе учебной дисциплины ОП.06 «Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики» для специальности 13.02.02 Теплоснабжение и теплотехническое оборудование и требованиям к результатам обучения федерального государственного образовательного стандарта среднего профессионального образования (далее – ФГОС СПО) по специальности 13.02.02 Теплоснабжение и теплотехническое оборудование**.**

Практические работы направлены на овладение обучающимися соответствующих профессиональных компетенций (ПК):

ПК 1.1. Осуществлять пуск и останов теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения.

ПК 1.2. Управлять режимами работы теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения.

ПК 1.3. Осуществлять мероприятия по предупреждению, локализации и ликвидации аварий теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения.

ПК 3.1. Участвовать в наладке и испытаниях теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения.

Методические указания по выполнению практических работ направлены на овладение обучающимися следующих результатов:

умения:

-выполнять теплотехнические расчеты:

-термодинамических циклов тепловых двигателей и теплосиловых установок;

-расходов топлива, теплоты и пара на выработку энергии;

-коэффициентов полезного действия термодинамических циклов тепловых двигателей и теплосиловых установок;

-потерь теплоты через ограждающие конструкции зданий, изоляцию трубопроводов и теплотехнического оборудования;

-тепловых и материальных, балансов, площади поверхности нагрева теплообменных аппаратов;

-определять параметры при гидравлическом расчете трубопроводов, воздуховодов;

-строить характеристики насосов и вентиляторов;

знания:

- режимов движения жидкости;

-параметры состояния термодинамической системы, единицы измерения и соотношения между ними;

-основные законы термодинамики, процессы изменения состояния идеальных газов, водяного пара и воды;

-циклы тепловых двигателей и теплосиловых установок;

-основные законы теплопередачи;

-физические свойства жидкостей и газов;

-законы гидростатики и гидродинамики;

-основные задачи и порядок гидравлического расчета трубопроводов; виды, устройство и характеристики насосов и вентиляторов;

Практические работы следует проводить по мере прохождения студентами теоретического материала.

Работы рекомендуется производить в следующей последовательности:

- вводная беседа, во время которой кратко напоминаются теоретические вопросы по теме работы, разъясняется сущность, цель, методика выполнения работы;

- самостоятельное выполнение необходимых расчетов;

- обработка результатов расчетов, оформление документации, отчета;

- защита практической работы в форме устных ответов на контрольные вопросы.

Обязательная аудиторная нагрузка на практическую работу – 2 часа.

Методические указания к выполнению практической работы для студентов

1. К выполнению практической работы необходимо приготовиться до начала занятия, используя рекомендованную литературу и конспекты лекций.
2. Студенты обязаны иметь при себе линейку, карандаш, тетрадь для практических работ.
3. Отчеты по практическим работам должны включать в себя следующие пункты:
   - название практической работы и ее цель;
   - краткий порядок выполнения работы;
   - далее пишется «Ход работы» и выполняются этапы практической работы, согласно указанному в работе порядку.
4. При подготовке к сдаче практической работы, необходимо ответить на предложенные контрольные вопросы.
5. Если отчет по работе не сдан вовремя (до выполнения следующей работы) по неуважительной причине, оценка за работу снижается.

Система оценивания практической работы

При оценивании выполнения практической работы студентом учитывается следующие показатели:

- качество выполнения задания работы (выполнение работы в соответствии с заданием, правильность результатов работы);
- качество оформления отчета по работе (оформление отчета в соответствии с требованиями методических рекомендаций, правильность и четкость формулировки выводов по результатам работы);
- качество и глубина устных ответов на контрольные вопросы при защите работы.

Каждый показатель оценивается по 5-ти бальной шкале и выставляется средний балл по всем показателям.

Практическое занятие №1

Тема: Составление условия равновесия жидкостей в сообщающихся сосудах
Цель занятия: изучить условия равновесия жидкостей в сообщающихся сосудах
Порядок выполнения работы:

1. Записать номер, тему и цель работы.
2. Прочитать теоретическую часть.
3. Выписать определения.
4. Зарисовать рис. 2.2. и 2.3
5. Вывести уравнение 2.18

Теоретическая часть.

Сообщающимися сосудами называют сосуды, соединенные друг с другом таким образом, чтобы жидкость свободно перетекала из одного сосуда в другой.

Закон сообщающихся сосудов гласит: *в открытых сообщающихся сосудах при равновесии жидкости давление на любом горизонтальной уровне одинаково.*

Если в открытые сообщающиеся сосуды налита одинаковая жидкость, то независимо от формы сосудов жидкость в обоих сосудах жидкость будет находится на одном уровне (рис. 2.2).

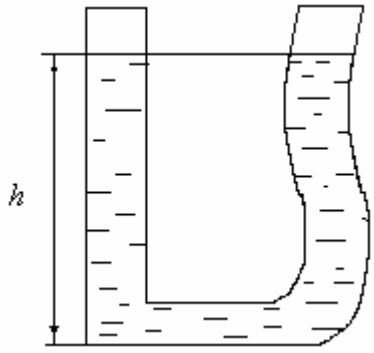


Рис. 2.2. Сообщающиеся сосуды с одинаковой жидкостью

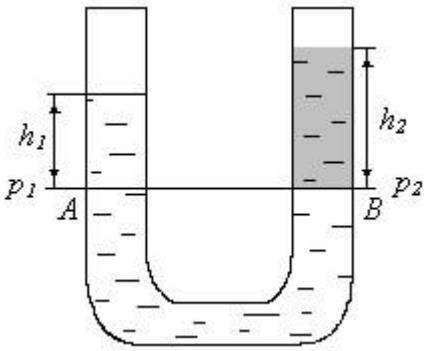


Рис. 2.3. Сообщающиеся сосуды с двумя несмешивающимися жидкостями

Если заполнить открытые сообщающиеся сосуды двумя несмешивающимися жидкостями, имеющими плотности ρ_1 и ρ_2, например, ртутью и водой (рис. 2.3), то жидкость также распределится таким образом, чтобы давления этих жидкостей на любом горизонтальной уровне в обоих сосудах было одинаково. Выберем горизонтальный уровень жидкости *AB*, ниже которого жидкость однородна (рис. 2.3). Тогда $p_1 = p_2$.

$$p1 = p_{атм} + \rho 1 g h 1;$$

$$p_2 = p_{атм} + \rho_2 g h_2 . \qquad (2.17)$$

Откуда следует, что

$$\frac{\rho 1}{\rho_2} = \frac{h2}{h_1} . \qquad (2.18)$$

Уравнение (2.18) представляет собой *условие равновесия жидкостей в сообщающихся сосудах*.

На законе сообщающихся сосудов основано действие шлюзов, фонтанов и других устройств.

Контрольные вопросы:

1. Дайте определение сообщающихся сосудов
2. Сформулируйте закон сообщающихся сосудов.
3. Какое действие основано на законе сообщающихся сосудов?

Список литературы

1. А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин Гидравлические и пневматичексие системы. – М.: Издательский центр «Академия», 2014.
2. О.Н.Брюханов, В.А.Жила Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики. - М.: Инфра-М, 2010.
3. Калицун В. И. Гидравлика, водоснабжение и канализация – М.: Стройиздат, 2000.
4. В.И.Калицун, Е.В.Дроздов, А.С.Комаров, К.И.Чижик Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики. – М.: Стройиздат, 2005

Интернет-ресурсы:

1. http://firing-hydra.ru/index.php?request=list_category&id=70
2. http://firing-hydra.ru/index.php?request=kontrolnie&id=757

Практическое занятие № 2

Тема: Основные методы и приборы измерения давления.

Цель: Изучить виды приборов для измерения давления и виды давления.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Перечислить виды давления и дать им определение.
3. Перечислить виды приборов для измерения давления.
4. Зарисовать жидкостные приборы для измерения давления и дать им характеристику.

Общие сведения.

Одним из первых измерил атмосферное давление итальянский ученый Торричелли. Метод его измерения состоял в следующем. Стеклянная трубка наполнялась жидкостью (чаще всего ртутью), затем трубка закрывалась и переворачивалась в открытую чашу с той же жидкостью (рис. 2.5). Под действием силы тяжести часть жидкости выливалась, а когда давление жидкости в трубке на уровне открытой поверхности жидкости в чаше становилось равным атмосферному давлению, жидкость переставала выливаться. Таким образом, устанавливалась определенная высота столба жидкости, по которой можно было судить о величине атмосферного давления

$$p_{атм} = \rho g h, \qquad (2.21)$$

где $p_{атм}$ – атмосферное давление; ρ – плотность жидкости; h – высота столба жидкости (пьезометрическая высота).

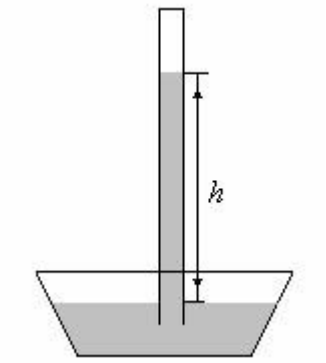


Рис. 2.5. Принцип действия жидкостного барометра

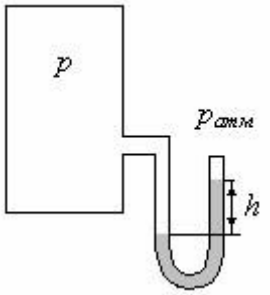


Рис. 2.6. Принцип действия жидкостного манометра

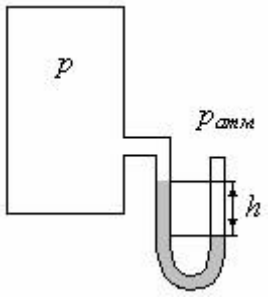


Рис. 2.7. Принцип действия жидкостного вакуумметра

Подобные приборы получили название *жидкостных барометров*, они предназначены для измерения атмосферного (барометрического) давления. Также для измерения атмосферного давления применяют металлический барометр – *анероид*. Основной частью анероида является металлическая коробочка с гофрированной поверхностью. Из коробочки частично откачен воздух, вследствие чего она реагирует на малейшее изменение атмосферного давления. Прибор градуируется и по величине прогиба поверхности коробочки судят о величине атмосферного давления.

Измерение давления, которое больше атмосферного, можно производить следующим образом. Если требуется измерить давление газа в некотором закрытом баллоне (рис. 2.6), то к баллону присоединяют U-образную стеклянную трубку с некоторой жидкостью (в основном, с ртутью). Так как $p > p_{атм}$, то по закону сообщающихся сосудов, чтобы жидкость находилась в равновесии под действием силы давления атмосферы с одной стороны и под действием силы давления газа с другой, необходимо, чтобы часть жидкости из одной трубки перетекла в другую и давления на любом горизонтальном уровне жидкости выровнялись.

Прибор, измеряющий избыточное (относительно атмосферного) давление, называется *манометром*. В данном случае был рассмотрен принцип действия жидкостного манометра.

Абсолютное давление газа p в баллоне будет вычисляться по формуле:

$$p = p_{атм} + p_м; \qquad (2.22)\ p_м = \rho g h, \qquad (2.23)$$

где h – разность уровней жидкости в U-образном жидкостном манометре.

В настоящее время существует большое количество различных манометров. Большое распространение в последнее время получили манометры, работающие на пьезоэффекте, так называемые датчики давления. Принцип действия большинства датчиков давления основан на том, что чувствительная к изменению давления пьезоэлектрическая пластинка вырабатывает электричество. Электрический сигнал при этом фиксируется и по его величине судят о давлении.

Измерение давления, которое меньше атмосферного (вакуум), можно производить аналогичным образом. К закрытому баллону присоединяют U-образную стеклянную трубку с некоторой жидкостью (в основном, с ртутью). Так как $p < p_{атм}$, то разность уровней жидкостей в U-образной трубке h будет показывать недостаточное (относительно атмосферного) давление (рис. 2.7).

Прибор, измеряющий недостаточное давление, называется *вакуумметром*. В данном случае был рассмотрен принцип действия жидкостного вакуумметра.

Абсолютное давление газа p в баллоне будет вычисляться по формуле:

$$p = p_{атм} - p_в; \qquad (2.24)\ p_в = \rho g h, \qquad (2.25)$$

где h – разность уровней жидкости в U-образном жидкостном вакуумметре.

Виды давлений

Все виды давлений в общем случае делятся на две группы: абсолютные и относительные

Абсолютным давлением $p_{абс}$ называется давление, отсчитываемое от полного вакуума. Одним из видов абсолютного давления является атмосферное давление$p_{ат}$., которое также называется *барометрическим.* Нормальное атмосферное давление равно 98,1 кПа.

Относительным давлением называют давление по отношению к другим видам давления (чаще всего к атмосферному$p_{ат}$). Относительное давление может быть больше или меньше атмосферного.

Давление больше атмосферного называется **избыточным** ($p_{изб}$) или **манометрическим давлением** ($p_{ман}$) и определяется соотношением

$$p_{изб} = p_{ман} = p_{абс} - p_{ат} \text{ (при } p_{абс} > p_{ат}\text{). (6.1)}$$

Давление меньше атмосферного называют **разрежением** или **вакуумметрическим давлением** ($p_{вак}$). За величину вакуума принимают недостаток давления до атмосферного

$$p_{вак} = p_{ат} - p_{абс} \text{ (при } p_{абс} < p_{ат}\text{). (6.2)}$$

Из анализа формул (6.1) и (6.2) следует, что избыточное (манометрическое) давление принципиально может изменяться от 0 до бесконечности, а разрежение (вакуумметрическое давление) – от 0 до атмосферного давления.

За единицу давления в системе СИ принят паскаль: 1 Па = 1 Н/м^2; укрупненными единицами являются: килопаскаль 1 кПа = 1000 Па и мегапаскаль 1 МПА = 1000 кПа.

В технике продолжают применять и внесистемные единицы – техническую атмосферу и бар:

1 ат = 1 кгс/см^2 = 98,1·10^3 Па = 98,1 кПа;

1 бар = 1,02 ат = 100·10^3 Па = 100 кПа.

Жидкостные приборы для измерения давления

Приборы для измерения давления по назначению можно разделить на три основные группы: *барометры, манометры и вакуумметры*. Барометры служат для измерения атмосферного давления, манометры – для измерения избыточного давления, вакуумметры – для измерения разрежения. Применяются также и комбинированные приборы.

По конструкции приборы применяются трех основных видов: жидкостные, механические и электрические.

Жидкостные приборы применяются для измерения всех видов давления. Жидкостные барометры, так же как и другие жидкостные приборы, основаны на принципе сообщающихся сосудов и применяются в двух основных вариантах: чашечные и сифонные (рис. 6.2).

Жидкостной барометр-стеклянная трубка с запаянным одним концом. В качестве жидкости обычно применяется ртуть. Давление столба ртути в трубке уравновешивается атмосферным давлением. При изменении атмосферного давления измеряется высота ртутного столба, которая и служит мерой давления.

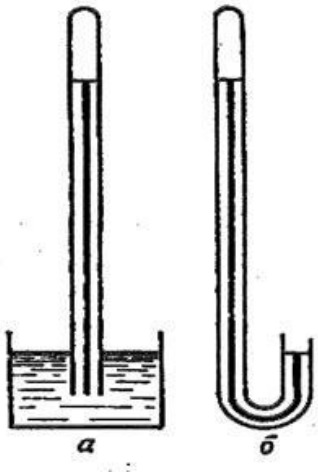


Рис. 6.2. Жидкостные барометры:

а– чашечный; *б* – сифонный

Жидкостные манометры применяются различных видов и конструктивных вариантов. По типу применяемой жидкости жидкостные манометры делятся на пьезометры и ртутные манометры. В пьезометрах в качестве рабочей жидкости используется та же жидкость, давление которой измеряется. В свою очередь, каждая из групп делится на две подгруппы: на обычные приборы для измерения давления в жидкости и приборы для измерения разности давлений – дифференциальные манометры.

Пьезометр-вертикальная стеклянная трубка, верхний конец которой открыт в атмосферу, а нижний присоединен к сосуду в том месте, где требуется измерить избыточное давление (рис. 6.3).

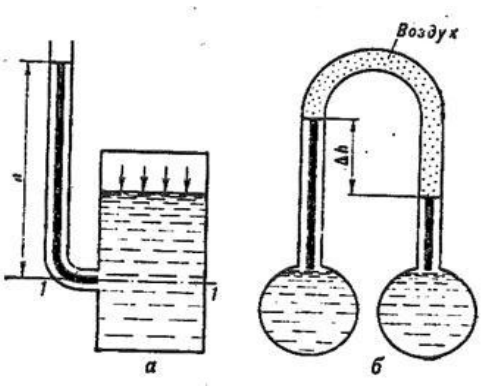


Рис. 6.3. Жидкостные пьезометры:

а– обычный; *б* – дифференциальный

Применяя основное уравнение гидростатики ко всей жидкости, заключенной в пьезометре, получим

$$p_{абс} = p_{ат} + \rho g h, \quad (6.3)$$

где $p_{абс}$ – абсолютное давление в жидкости на уровне присоединения пьезометра, h – высота подъема жидкости в пьезометре – пьезометрическая высота.

Из уравнения (6.3) следует, что избыточное (манометрическое) давление на высоте присоединения пьезометра равно

$$p_{изб} = p_{абс} - p_{ат} = \rho g h.$$

Отсюда пьезометрическая высота равна

$$h = (p_{абс} - p_{ат})/\rho g = p_{изб}/\rho g.$$

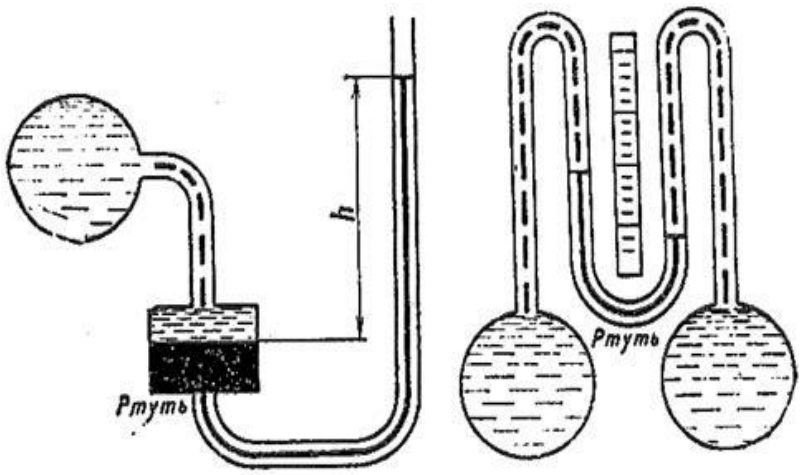
Если на свободную поверхность покоящейся жидкости действует атмосферное давление, то пьезометрическая высота для любой точки рассматриваемого объема жидкости равна глубине расположения этой точки h_i, так как $p_{абс} = p_{ат} + \rho g h_i$, и следовательно, $h = h_i$.

Для замера разности давлений в двух сосудах или в двух точках одного сосуда применяют дифференциальные пьезометры(см. рис.6.3). Можно показать, что

$$p_1 - p_2 = \rho g(h_1 - h_2),$$

то есть разность уровней в трубках прямо пропорциональна разности давлений в сосудах.

Ртутные манометры предназначены для измерения давлений жидкостей и газов в больших пределах, чем это можно осуществить с помощью, например, водяных пьезометров. Ртутный манометр состоит из резервуара с жидкостью и стеклянной трубки, присоединенной к этому резервуару. Давление определяется по разности уровней ртути в резервуаре и стеклянной трубке (рис.6.4).



а *б*

Рис. 6.4. Жидкостные манометры:

а– обычный; *б* – дифференциальный

$p_{изб} = p_{абс} - p_{ат} = r_{рт}gh$.

Так как плотность ртути в 13,6 раза выше плотности воды, то высота подъема ртути в стеклянной трубке будет во столько же раз меньше подъема воды в пьезометре, Аналогично дифференциальным пьезометрам для измерения разности давлений требуются дифференциальные ртутные манометры.

Жидкостные вакуумметры по устройству и работе принципиально не отличаются от жидкостных манометров (рис. 6.5). Кроме того, разрежение может определяться по разности уровней жидкости в резервуаре и стеклянной трубке(см. рис. 4.5, *б*).

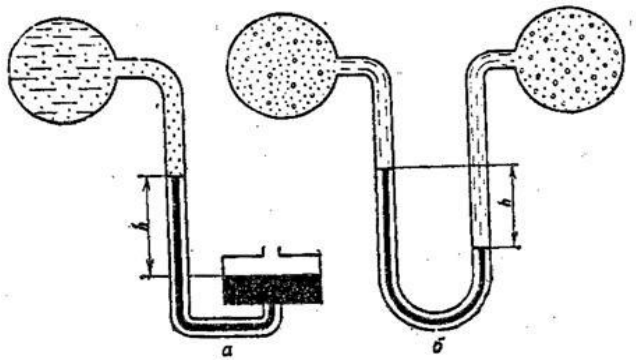


Рис. 6.5. Жидкостные вакуумметры:

а– обычный; *б* – дифференциальный

Механические приборы для измерения давления

Механические приборы, так же, как и жидкостные, применяются для измерения различных видов давления.

Механический барометр (рис. 6.6) -это гофрированная металлическая коробка, из которой выкачан воздух. При изменении атмосферного давления коробка расширяется или сжимается, а соединенная с ней стрелка будет отклоняться в соответствующую сторону.

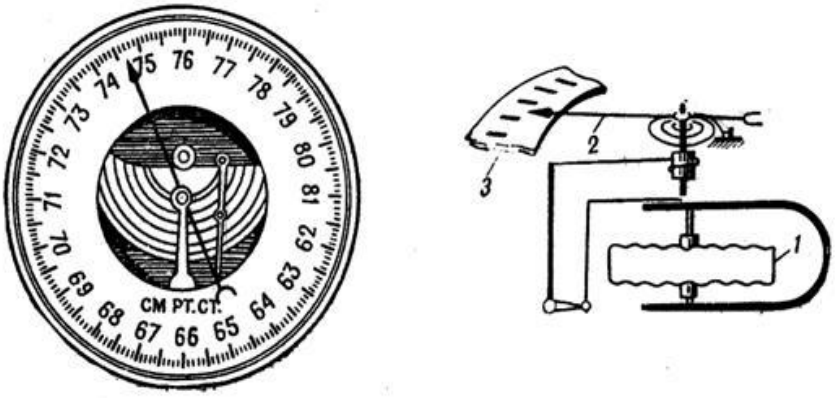


Рис. 6.6. Механический барометр:

1– гофрированная коробка; *2* – стрелка; *3* – циферблат

Механические манометры и вакуумметры(рис. 6.7) получили широкое применение в технике. Они могут быть мембранные и трубчатые.

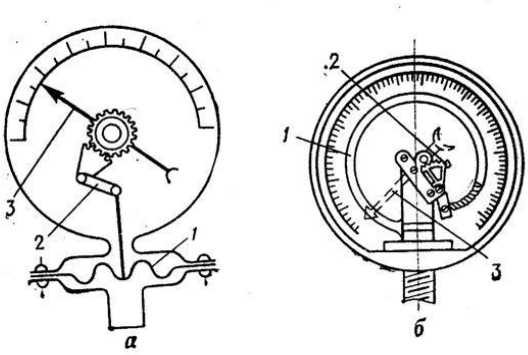


Рис. 6.7. Механические манометры и ваккуметры:

а– мембранный прибор; *б* – трубчатый прибор;
1– мембрана или серповидная трубка;
2 – рычажный механизм; *3* – стрелка

В мембранных приборах жидкость давит на тонкую металлическую пластину или пластину из прорезиненной ткани – мембрану (см. рис. 6.7, *а*).

Более широкое применение получили трубчатые приборы (см. рис. 6.7, *б*). Основным узлом такого прибора является пружинная полая тонкостенная изогнутая латунная трубка *1*, один конец которой запаян. Этот конец с помощью несложного рычажного механизма *2* соединен со стрелкой *3*. Другой конец -открытый и соединяется с сосудом, в котором замеряется давление.

В машинах ВВТ применялись для измерения давления в системе смазки двигателя *механические дистанционные манометры*. Дистанционный манометр (рис. 6.8)состоит из датчика*1*, измерителя *2* и капиллярного трубопровода *3*, соединяющего датчик и указатель.

Датчик установлен на двигателе и включает гофрированную коробку. Измеритель представляет собой обычный трубчатый манометр, установленный на щитке отделения управления (или в кабине) машины. В капиллярном трубопроводе находится жидкость (лигроин или толуол), передающая давление.

Масло, поступающее в коленчатый вал двигателя, проходит через специальный штуцер в полость датчика и воздействует на гофрированную коробку, которая при изменении давления деформируется, а соединенный с ней (через жидкость капиллярного трубопровода) измеритель показывает давление.

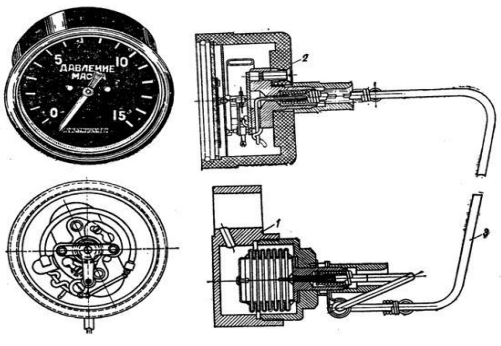


Рис. 6.8. Механический дистанционный манометр

1 – датчик; 2 – измеритель;

3 – капиллярный трубопровод

Электрические дистанционные манометры сейчас используются на всех образцах военных машин. Показания электрических приборов точнее и их надежность более высокая.

Электрический манометр(рис. 6.9), так же как и механический, состоит из трех основных частей: датчика *1*, измерителя *2* и соединительных электропроводов.

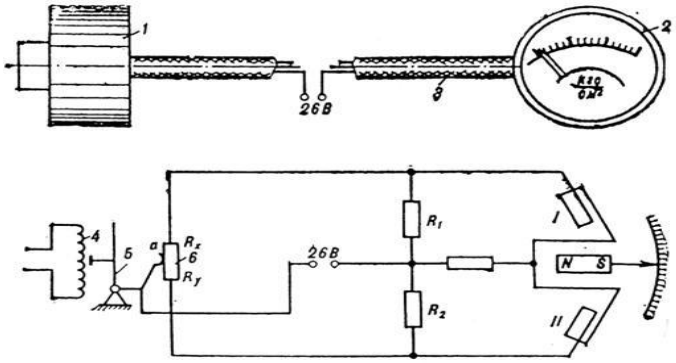


Рис. 6.9. Электрический манометр:

1– датчик; *2* – измеритель; *3* – электрический провод; *4* – гофрированная мембрана; *5* – рычажный механизм; *6* – переменное сопротивление

Датчик состоит из чувствительного элемента (гофрированной мембраны *4*) и переменного сопротивления *6*, подвижный контакт которого через рычажный механизм *5* соединен с мембраной. Указатель представляет собой электрический прибор, который преобразует электрический сигнал в отклонение стрелки указателя давления.

Литература.

1. Киселёв П. Г. Справочник по гидравлическим расчётам, М., Энергия, 1972, 312 с Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления, М., Недра, 1970, 216 с.
2. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям, М., Государственное энергетическое издательство, 1960, 463 с.
3. Калицун В. И., Дроздов Е. В. Основы гидравлики и аэродинамики, М., Стройиздат, 1980, 247 с.
4. Калицун В. И., Кедров В. С. Ласков Ю. М. Гидравлика, водоснабжение и канализация, М., Стройиздат, 1990 Фридман Б. Э. Гидроэлеваторы, М., Машгиз, 1960-, 323 с.

Вопросы для самоконтроля:

1. Какие виды приборов для измерения давления вам известны?
2. Принцип действия пьезометров
3. Принцип действия ртутного манометра
4. Принцип действия дифференциального манометра
5. Принцип действия вакуумметра

6. Принцип действия поршневого манометра
7. Принцип действия механических приборов для измерения давления.

Практическое занятие № 3.

Тема: Характеристика линии и трубки тока. Уравнение расхода.

Цель: Изучить характеристику линии и трубки тока. Уравнение расхода.

Порядок выполнения работы:

1. Записать номер, тему и цель работы.
2. Прочитать теоретическую часть.
3. Выписать определения.
4. Зарисовать рис. 3.1 -3.3
5. Вывести уравнение 3.1-3.4

Теоретическая часть.

Выделим некоторую область пространства, заполненную сплошной средой. Пусть в каждой точке пространства в данный момент времени известны направление и величина скорости. Выберем некоторую точку 1 (рис. 3.1), вектор скорости которой обозначим W_1. Возьмем точку 2, расположенную на векторе W_1 вблизи точки 1. Вектор скорости в точке 2 обозначим W_2. Таким же образом возьмем точку 3 с вектором скорости W_3 и т. д.

Отрезки между точками 1, 2, 3 образуют ломанную линию. Если провести огибающую векторов скорости, то получим линию, которая называется *линией тока*.

Линия тока – это геометрическое место точек, в которых в данный момент времени различные частицы имеют скорости, направленные по касательной к ней.

Различие между линией тока и траекторией заключается в том, что на линии тока скорости различных частиц среды в данный момент времени направлены по касательным к ней, а на траектории скорость одной и той же частицы в разные моменты времени направлена по касательной к ней (рис. 3.2). При установившемся движении линии тока совпадают с траекториями.

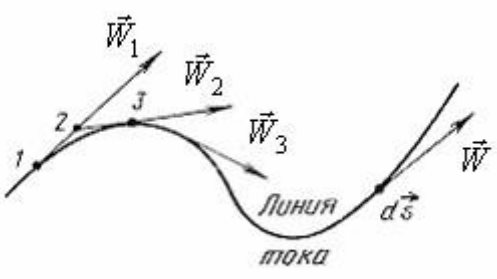
Выделим на линии тока элементарный отрезок *ds*. Найдем проекции на координатные оси *x, y, z – dx, dy, dz*:

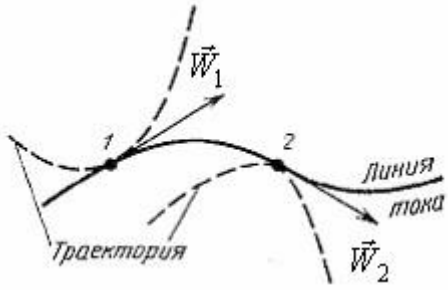
$$\cos(xW) = \frac{wx}{W} = \frac{dx}{ds}; \quad \cos(yW) = \frac{wy}{W} = \frac{dy}{ds}; \quad \cos(zW) = \frac{wz}{W} = \frac{dz}{ds}. \tag{3.1}$$

Таким образом,

$$\frac{ds}{W} = \frac{dx}{wx} = \frac{dy}{wy} = \frac{dz}{wz}. \tag{3.2}$$

Выражение (3.2) называют *уравнением линии тока*.





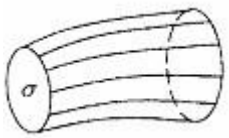


Рис. 3.1. Линия тока

Рис. 3.2. Линия тока и Трубка траектория

Рис. 3.3. тока

Выделим в движущейся жидкости замкнутый элементарный контур σ (рис. 3.3) и проведем через каждую его точку линию тока.

Совокупность всех линий тока образует некоторую замкнутую поверхность, которая называется *трубкой тока*.

Жидкость, движущаяся внутри трубки тока, называется *элементарной струйкой*.

В любом сечении элементарной струйки массовый расход жидкости остается неизменным:

$$G = \rho W\sigma = const\ . \qquad (3.3)$$

Уравнение (3.3) называют *уравнением массового расхода в элементарной струйке*.

Для несжимаемой жидкости ($\rho = const$):

$$W\sigma = const. \qquad (3.4)$$

Уравнение (3.4) называют *уравнением объемного расхода в элементарной струйке.*

Контрольные вопросы:

1. Назовите, что является линией тока, покажите на рисунке?
2. Расскажите, что является трубкой тока?
3. Напишите уравнение *массового расхода в элементарной струйке*
4. Напишите уравнение *объемного расхода в элементарной струйке*

Список литературы

1. А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин Гидравлические и пневматичексие системы. – М.: Издательский центр «Академия», 2014.
2. О.Н.Брюханов, В.А.Жила Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики. - М.: Инфра-М, 2010.
3. Калицун В. И. Гидравлика, водоснабжение и канализация – М.: Стройиздат, 2000.
4. В.И.Калицун, Е.В.Дроздов, А.С.Комаров, К.И.Чижик Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики. – М.: Стройиздат, 2005

Интернет-ресурсы:

1. http://firing-hydra.ru/index.php?request=list_category&id=70
2. http://firing-hydra.ru/index.php?request=kontrolnie&id=757

Практическое занятие № 4

Тема: Характеристика дифференциального уравнения неразрывности.

Цель: Ознакомиться с дифференциальным уравнением неразрывности.

Порядок выполнения работы:

1. Записать номер, тему и цель работы.
2. Прочитать теоретическую часть.
3. Выписать определения.
4. Зарисовать рис. 5
5. Вывести уравнение неразрывности.

Теоретическая часть.

Рассмотрим жидкость, текущую без пустот и разрывов и при отсутствии источников массы. Выделим в объёме жидкости элементарный параллелипипед объёмом $dV = dxdydz$, рёбра которого ориентированы параллельно осям координат (рис. 5).

Левая грань: площадь грани $dS = dydz$, составляющая скорости потока вдоль оси x в точках, лежащих на левой грани, - w_x , массовый расход жидкости: $M=wS\rho$.
Тогда через эту грань в параллелипипед войдёт вдоль оси x за единицу времени масса жидкости $\rho w_x dydz$, а за промежуток времени $d\tau$ - масса жидкости $M_x = \rho w_x dydzd\tau$

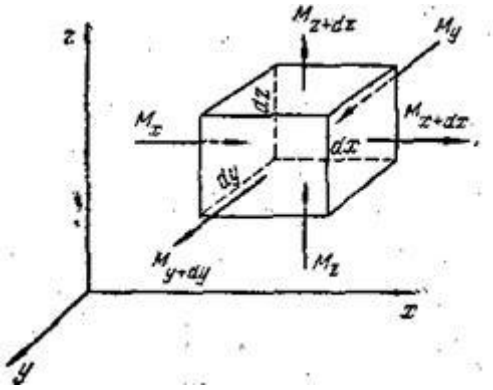


Рис. 5. К выводу дифференциального уравнения неразрывности потока

Правая грань: скорость $(w_x + (\partial w_x/\partial x)dx)$;
плотность $(\rho + (\partial \rho/\partial x)dx)$.

Тогда через правую грань за время $d\tau$ выйдет масса жидкости

$M_{x+dx} = [\rho w_x + (\partial (\rho w_x)/\partial x)dx]\, dydzd\tau$.
Приращение массы жидкости в параллелипипеде вдоль оси x

$dM_x = M_x - M_{x+dx} = -(\partial (\rho w_x)/\partial x)dxdydzd\tau$. Аналогично: $dM_y = -(\partial (\rho w_y)/\partial y)dxdydzd\tau$, $dM_z = -(\partial (\rho w_z)/\partial z)dxdydzd\tau$
Общее накопление массы жидкости (dM) в параллелипипеде за время $d\tau$ равно сумме её приращений вдоль всех осей координат:

$dM = -(\partial (\rho w_x)/\partial x + \partial (\rho w_y)/\partial y + \partial (\rho w_z)/\partial z)\, dxdydzd\tau$ (3.8)
Вместе с тем изменение массы в полностью заполненном жидкостью объёме параллелипипеда возможно только вследствие изменения плотности жидкости в этом объёме, то есть $dM = (\partial \rho/\partial \tau)\, dxdydzd\tau$ (3.9).

Приравнивая оба выражения для dM (3.8) и (3.9), сокращая на $(- dxdydz)$ и перенося $\partial \rho/\partial \tau$ в левую часть уравнения, получим:

$\partial \rho/\partial \tau + \partial (\rho w_x)/\partial x + \partial (\rho w_y)/\partial y + \partial (\rho w_z)/\partial z = 0$ (3.10) –
это ***дифференциальные уравнения неразрывности потока для неустановившегося движения сжимаемой жидкости***. В установившемся потоке плотность не изменяется во времени, т. е. $\partial \rho/\partial \tau = 0$ и уравнение (3.10) принимает вид:
$\delta(\rho w_x)/\delta x + \delta(\rho w_y)/\delta y + \delta(\rho w_z)/\delta z = 0$ (3.11).

Для капельных жидкостей $\rho = const$, поэтому

$\rho(\partial w_x / \partial x + \partial w_y / \partial y + \partial w_z / \partial z) = 0$ *(3.12),*
$\rho \neq 0$, поэтому $\partial w_x / \partial x + \partial w_y / \partial y + \partial w_z / \partial z = 0$ *(3.13)* - ***дифференциальное уравнение неразрывности потока несжимаемой жидкости***.
Чтобы перейти ко всему объёму жидкости, проинтегрируем уравнение (3.11), принимая, что площадь сечения трубопровода переменна. Получаем ***ρwS = const*** (3.14)- это ***уравнение неразрывности (сплошности) потока в интегральноц форме для установившегося движения.*** Для 3-х различных сечений трубопровода уравнение сплошности принимает вид: $\rho_1 w_1 S_1 = \rho_2 w_2 S_2 = \rho_3 w_3 S_3$, $M_1 = M_2 = M_3$, т. е. при установившемся потоке, полностью заполняющем трубопровод, через каждое поперечное сечение проходит в единицу времени одна и та же масса жидкости. Поэтому уравнение (3.14) называют также уравнением постоянства расхода и оно является частным случаем закона сохранения массы и выражает материальный баланс потока. Для несжимаемых жидкостей $\rho = const$, поэтому уравнение (3.14) принимает вид: ***wS = const*** *(3.15).*

Контрольные вопросы:

1. Что из себя представляет левая грань?
2. Что из себя представляет правая грань?

Список литературы

1. А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин Гидравлические и пневматичексие системы. – М.: Издательский центр «Академия», 2014.
2. О.Н.Брюханов, В.А.Жила Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики. - М.: Инфра-М, 2010.
3. Калицун В. И. Гидравлика, водоснабжение и канализация – М.: Стройиздат, 2000.
4. В.И.Калицун, Е.В.Дроздов, А.С.Комаров, К.И.Чижик Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики. – М.: Стройиздат, 2005

Интернет-ресурсы:

1. http://firing-hydra.ru/index.php?request=list_category&id=70
2. http://firing-hydra.ru/index.php?request=kontrolnie&id=757

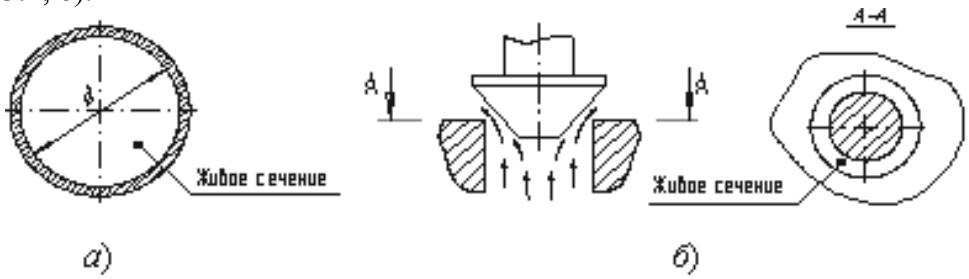
Практическое занятие № 5

Тема: Составление режимов течения жидкости и число Рейнольдса.
Цель: Ознакомиться с режимами движения жидкости. Научиться определять режим движения жидкости в зависимости от заданных условий.
Порядок выполнения работы:

1. Повторите теоретические положения по теме практической работы.
2. Изучите пример оформления задания.
3. Ознакомитесь с индивидуальным заданием.
4. Решите поставленные задачи.
5. Сделайте выводы о проделанной работе.
6. Оформите отчет и ответьте на контрольные вопросы.

Теоретическая часть

Гидродинамика - раздел гидравлики, в котором изучаются законы движения жидкости и ее взаимодействие с неподвижными и подвижными поверхностями.
Живым сечением ω (м²) называют площадь поперечного сечения потока, перпендикулярную к направлению течения. Например, живое сечение трубы - круг (рис.3.1, а); живое сечение клапана - кольцо с изменяющимся внутренним диаметром (рис. 3.1, б).



а) б)

Рисунок 3.1 – Живые сечения: а - трубы, б - клапана

Смоченный периметр χ ("хи") - часть периметра живого сечения, ограниченное твердыми стенками (рис. 3.2, выделен утолщенной линией).

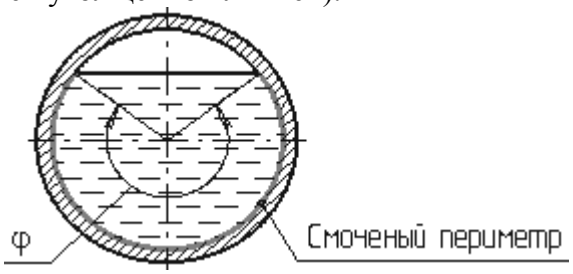


Рисунок 3.2 – Смоченный периметр

Для круглой трубы

$$\chi = \pi D \frac{\varphi}{2\pi} = \frac{D\varphi}{2} \quad (3.1)$$

где D–диаметр трубы, м;
φ–угол наполненности жидкости в трубе, ^{0}.
Расход жидкости Q – это объем жидкости V, протекающей за единицу времени t через живое сечение ω.

$$Q = \frac{V}{t}, \quad (\text{м}^3/\text{с},\ \text{литр/мин}) \quad (3.2)$$

где V–объем жидкости, м^3;
t–время, за которое вытекает жидкость, с.
Средняя скорость потока υ - скорость движения жидкости, определяющаяся отношением расхода жидкости Q к площади живого сечения ω

$$\upsilon_{cp} = \frac{Q}{\omega}, \ (\text{м/с}) \quad (3.3)$$

Поскольку скорость движения различных частиц жидкости отличается друг от друга, поэтому скорость движения и усредняется. В круглой трубе, например, скорость на оси трубы максимальна, тогда как у стенок трубы она равна нулю.
Гидравлический радиус потока R - отношение живого сечения к смоченному периметру

$$R = \frac{\omega}{\chi}, (\text{м}) \quad (3.4)$$

Течение жидкости может быть напорным и безнапорным.
Напорное течение наблюдается в закрытых руслах без свободной поверхности. Напорное течение наблюдается в трубопроводах с повышенным (пониженным давлением).

Безнапорное - течение со свободной поверхностью, которое наблюдается в открытых руслах (реки, открытые каналы, лотки и т.п.). В данном курсе будет рассматриваться только напорное течение.

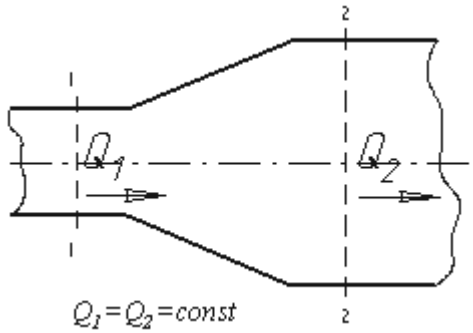


Рисунок 3.3 – Труба с переменным диаметром при постоянном расходе

Из закона сохранения вещества и постоянства расхода вытекает уравнение неразрывности течений. Представим трубу с переменным живым сечением (рис.3.3). Расход жидкости через трубу в любом ее сечении постоянен, т.е. $Q_1=Q_2=$ const, откуда

(3.5)

Таким образом, если течение в трубе является сплошным и неразрывным, то уравнение неразрывности примет вид:

$$\frac{\upsilon_1}{\upsilon_2}=\frac{\omega_2}{\omega_1}=\text{const} \qquad (3.6)$$

где υ_1 – скорость жидкости в первом сечении, м/с;

ω_1 – площадь первого живого сечения, м^2;

υ_2 – скорость жидкости во втором сечении, м/с;

ω_2 – площадь второго живого сечения, м^2.

Уравнение Бернулли для идеальной жидкости.

Для двух произвольных сечений 1-1 и 2-2 потока идеальной жидкости уравнение Бернулли (рис. 3.4) имеет следующий вид:

$$z_1+\frac{P_1}{\rho g}+\frac{\upsilon_1^2}{2g}=z_2+\frac{P_2}{\rho g}+\frac{\upsilon_2^2}{2g}=H=\text{const} \qquad (3.7)$$

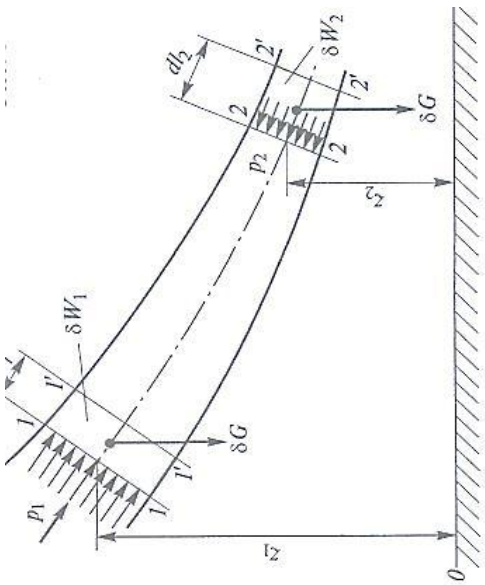


Рисунок 3.4 – Схема струйки идеальной жидкости

Так как сечения 1-1 и 2-2 взяты произвольно, то полученное уравнение можно переписать иначе:

$$z+\frac{P}{\rho g}+\frac{\upsilon^2}{2g}=H=\text{const} \qquad (3.8)$$

и прочитать так: сумма трех членов уравнения Бернулли для любого сечения потока идеальной жидкости есть величина постоянная.

С энергетической точки зрения каждый член уравнения представляет собой определенные виды энергии:

z1 и z2 - удельные энергии положения, характеризующие потенциальную энергию в сечениях 1-1 и 2-2;

$\frac{P_1}{\rho g}$ и $\frac{P_2}{\rho g}$ - удельные энергии давления, характеризующие потенциальную энергию давления в тех же сечениях;

$\frac{\upsilon_1^2}{2g}$ и $\frac{\upsilon_2^2}{2g}$ - удельные кинетические энергии в тех же сечениях.

Уравнение Бернулли для реальной жидкости.

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости несколько отличается от уравнения. Дело в том, что при движении реальной вязкой жидкости возникают силы трения, на преодоление которых жидкость затрачивает энергию. В результате полная удельная энергия жидкости в сечении 1-1 будет больше полной удельной энергии в сечении 2-2 на величину потерянной энергии. (рис. 3.5)

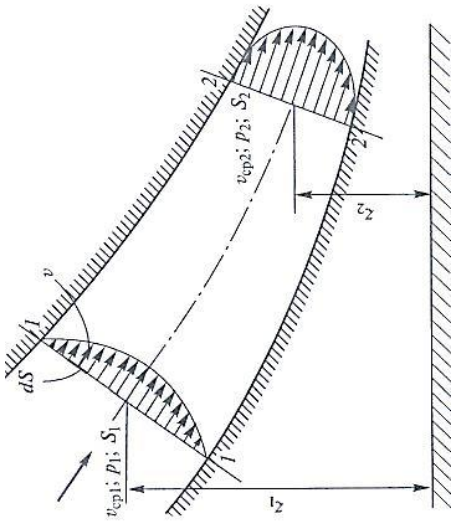


Рисунок 3.5 – Схема потока реальной жидкости

Потерянная энергия или потерянный напор обозначаются $h_{пот}^{1-2}$ и имеют также линейную размерность.

Уравнение Бернулли для реальной жидкости будет иметь вид:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{\upsilon_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{\upsilon_2^2}{2g} + h_{пот}^{1-2} = H = \text{const} \quad (3.9)$$

Кроме этого в уравнении появились еще два коэффициента α_1 и α_2, которые называются коэффициентами Кориолиса и зависят от режима течения жидкости ($\alpha = 2$ для ламинарного режима, $\alpha = 1$ для турбулентного режима).

Потерянная высота $h_{пот}^{1-2}$ складывается из линейных потерь, вызванных силой трения между слоями жидкости, и потерь, вызванных местными сопротивлениями (изменениями конфигурации потока)

$$h_{пот}^{1-2} = h_{лин} + h_{мест} \quad (3.10)$$

С помощью уравнения Бернулли решается большинство задач практической гидравлики. Для этого выбирают два сечения по длине потока, таким образом, чтобы для одного из них были известны величины P, ρ, g, а для другого сечения одна или величины подлежали определению. При двух неизвестных для второго сечения используют уравнение постоянства расхода жидкости $\upsilon_1\omega_1 = \upsilon_2\omega_2$.

При наблюдении за движением жидкости в трубах и каналах, можно заметить, что в одном случае жидкость сохраняет определенный строй своих частиц, а в других - перемещаются бессистемно. Однако исчерпывающие опыты по этому вопросу были проведены Рейнольдсом в 1883 г. На рис. 3.6 изображена установка, аналогичная той, на которой Рейнольдс производил свои опыты.

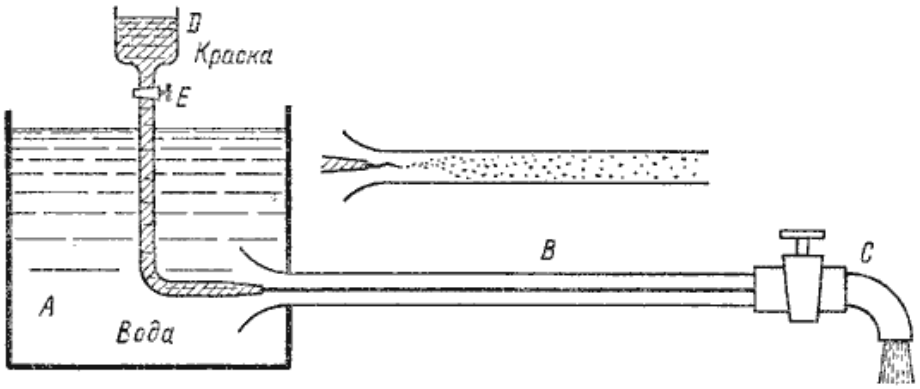


Рисунок 3.6 – Схема установки Рейнольдса

Установка состоит из резервуара А с водой, от которого отходит стеклянная труба В с краном С на конце, и сосуда D с водным раствором краски, которая может по трубке вводиться тонкой струйкой внутрь стеклянной трубы В.

Первый случай движения жидкости. Если немного приоткрыть кран С и дать возможность воде протекать в трубе с небольшой скоростью, а затем с помощью крана Е впустить краску в поток воды, то увидим, что введенная в трубу краска не будет перемешиваться с потоком воды. Струйка краски будет отчетливо видимой вдоль всей стеклянной трубы, что указывает на слоистый характер течения жидкости и на отсутствие перемешивания. Если при этом, если к трубе подсоединить пьезометр или трубку Пито, то они покажут неизменность давления и скорости по времени. Такой режим движения называется ламинарный.

Второй случай движения жидкости. При постепенном увеличении скорости течения воды в трубе путем открытия крана С картина течения вначале не меняется, но затем при определенной скорости течения наступает быстрое ее изменение. Струйка краски по выходе из трубки начинает колебаться, затем размывается и перемешивается с потоком воды, причем становятся заметными вихреобразования и вращательное движение жидкости. Пьезометр и трубка Пито при этом покажут непрерывные пульсации давления и скорости в потоке воды. Такое течение называется турбулентным (рис. 3.6, вверху). Если уменьшить скорость потока, то восстановится ламинарное течение.

Итак, ламинарным называется слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скорости и давления. При ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного сечения все линии тока направлены параллельно оси трубы, при этом отсутствуют поперечные перемещения частиц жидкости.

Турбулентным называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости с пульсациями скоростей и давлений. Наряду с основным продольным перемещением жидкости наблюдаются поперечные перемещения и вращательные движения отдельных объемов жидкости. Переход от ламинарного режима к турбулентному наблюдается при определенной скорости движения жидкости. Эта скорость называется критической $\upsilon_{кр}$.

Критерий, который определяет режим движения жидкости, называется критическим числом Рейнольдса $Re_{кр}$ и определяется следующим образом:

$$Re_{кр} = \frac{\upsilon_{кр} d}{\nu} \quad (3.11)$$

где $\upsilon_{кр}$–критическая скорость жидкости, м/с;

d–внутренний диаметр трубы, мм;

ν–кинематическая вязкость, $м^2/с$;

ω_2–площадь второго живого сечения, $м^2$.

Как показывает опыт, для труб круглого сечения $Re_{кр}$ примерно равно 2300.Таким образом, критерий подобия Рейнольдса позволяет судить о режиме течения жидкости в трубе. При $Re_{кр}$ течение является ламинарным, а при $Re>Re_{кр}$ течение является

турбулентным. Точнее говоря, вполне развитое турбулентное течение в трубах устанавливается лишь при Re примерно равно 4000, а при Re = 2300…4000 имеет место переходная, критическая область.

Пример решения задачи:

Вариант 30

Уточните режим течения воды в трубопроводе диаметром d_1 при расходе Q. Коэффициент кинематической вязкости ν.

Дано: СИ: Решение:

d_1 =150 мм 0,15 м Воспользуемся формулой (3.11) $\mathrm{Re}_{кр} = \frac{\upsilon_{кр} d}{\nu}$

Q = 95 л/с 0,095 $м^3/с$ в данной формуле нам не известна только

ν = 1,27 * 10^{-6} $м^2/с$ величина – это критическая скорость.

Re - ? Скорость можем найти с помощью формулы (3.3)

Теперь нужно найти площадь поперечного сечения. Так как в задании сказано, что вода движется по трубопроводу, а поперечное сечение трубопровода это круг, тогда:

,

Следовательно, режим движения ламинарный

Ответ: режим движения ламинарный, Re = 200

Примечание: данную задачу можно решить другим способом, путем подстановки всех формул в исходную формулу.

Задания для практической работы

Основная часть:

№1. Труба, по которой течет вода, имеет переменное сечение. Определите скорость во втором сечении, если скорость в первом сечении v_1, d_1, d_2.

№2. По полностью заполненному трубопроводу перекачивается жидкость со скоростью v_1. Определите расход жидкости Q, если гидравлический радиус R .

№3. Определите давление p_1в сечении 1-1 горизонтально расположенного сопла гидромонитора, необходимое для придания скорости воде в выходном сечении 2-2, v_2, если скорость движения воды в сечении 1-1 – v_1.

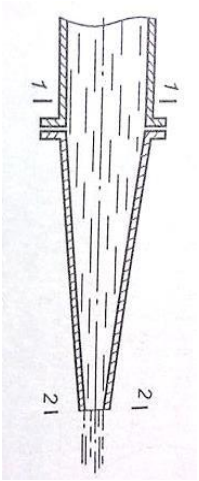
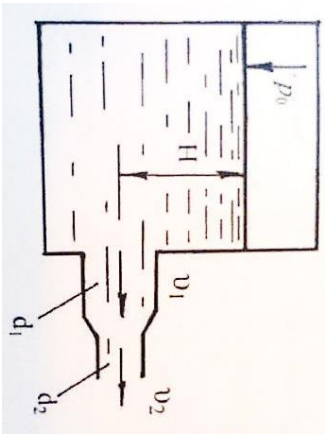


Рисунок 3.7 – Сопло гидромонитора, к задаче №3



№4. Из напорного бака вода течет по трубе диаметром d_1, и затем вытекает в атмосферу через насадки с диаметром выходного отверстия d_2. Избыточное давление воздуха в баке p_0; высота H. Пренебрегая потерями энергии, определите скорости течения воды в трубе v_1и на выходе из насадки.

Рисунок 3.8 – Напорный бак, к задаче №4

№5. Определите число Рейнольдса и режим движения воды в водопроводной трубе диаметром d_1, если расход Q. Коэффициент кинематической вязкости для воды υ.

Дополнительная часть:

№6. Проанализируйте, как изменяется число Рейнольдса при переходе трубопровода от меньшего диаметра к большему при сохранении постоянного расхода?

Варианты заданий:

υ_1, м/с	
υ_2, м/с	
d_1, мм	
d_2, мм	
R, м	
p_0, МПа	
H, м	
Q, л/с	
ν, $м^2/с * 10^{-6}$	
1 вариант	
	0,06
	12
	200
	100
	0,019
	0,07
	0,9
	80
	1,32
2 вариант	
	0,08
	13
	150
	50
	0,019
	0,1
	0,5
	88
	1,25
3 вариант	
	0,08
	12
	200
	100
	0,018
	0,07
	0,5
	95
	1,41
4 вариант	
	0,07
	19
	150
	100
	0,015
	0,06
	0,9
	98
	1,39
5 вариант	
	0,05

19
150
100
0,017
0,09
0,7
100
1,25

6 вариант

0,09
18
150
50
0,019
0,05
0,8
90
1,33

7 вариант

0,07
13
150
50
0,016
0,08
0,7
97
1,4

8 вариант

0,08
17
200
50
0,015
0,06
0,5
79
1,26

9 вариант

0,09
18
200
100
0,016
0,06
0,5
82
1,36

10 вариант

0,08
11
150

50
0,02
0,07
0,9
95
1,43

11 вариант

0,05
18
200
100
0,015
0,07
0,5
79
1,29

12 вариант

0,07
13
150
50
0,015
0,06
0,6
82
1,25

13 вариант

0,07
10
200
100
0,017
0,09
1
81
1,25

14 вариант

0,05
17
150
100
0,02
0,1
0,6
82
1,32

15 вариант

0,07
18
150
100
0,019

0,1
0,7
93
1,29

16 вариант

0,07
16
150
50
0,016
0,09
1
99
1,31

17 вариант

0,06
10
150
50
0,019
0,05
1
90
1,3

18 вариант

0,06
11
200
50
0,017
0,1
0,9
95
1,31

19 вариант

0,06
12
200
100
0,017
0,09
0,5
97
1,3

20 вариант

0,06
14
150
50
0,015
0,1
0,6

79
1,26

21 вариант

0,06
20
200
100
0,02
0,05
1
87
1,33

22 вариант

0,06
18
150
50
0,018
0,05
0,8
93
1,41

23 вариант

0,08
12
200
100
0,019
0,08
1
89
1,42

24 вариант

0,06
19
150
100
0,019
0,05
0,6
88
1,36

25 вариант

0,06
14
150
100
0,018
0,1
0,6
91
1,34

26 вариант

0,07
12
150
50
0,017
0,06
0,5
86
1,32

27 вариант

0,06
11
150
50
0,02
0,09
0,8
97
1,26

28 вариант

0,08
14
200
50
0,016
0,1
1
87
1,41

29 вариант

0,09
17
200
100
0,019
0,09
1
75
1,34

30 вариант

0,07
16
150
50
0,015
0,07
0,8
95
1,27

Контрольные вопросы:

5. Назовите, что является живым сечением потока, покажите на рисунке?
6. Расскажите, что является смоченным периметром сечения?
7. Охарактеризуйте напорное и безнапорное течение жидкости.
8. Напишите уравнение неразрывности потока.
9. Напишите уравнение Бернулли для реальной и идеальной жидкости. Объясните в чем их отличие?
10. Расскажите, какие есть случаи движения жидкости, и с помощью какого критерия они определяются?

Список литературы

5. А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин Гидравлические и пневматичексие системы. – М.: Издательский центр «Академия», 2014.
6. О.Н.Брюханов, В.А.Жила Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики. - М.: Инфра-М, 2010.
7. Калицун В. И. Гидравлика, водоснабжение и канализация – М.: Стройиздат, 2000.
8. В.И.Калицун, Е.В.Дроздов, А.С.Комаров, К.И.Чижик Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики. – М.: Стройиздат, 2005

Интернет-ресурсы:

3. http://firing-hydra.ru/index.php?request=list_category&id=70
4. http://firing-hydra.ru/index.php?request=kontrolnie&id=757

Практическое занятие № 6

Тема: Расчет простого трубопровода

Цель: Ознакомиться с элементами расчета простого трубопровода в зависимости от заданных условий. Научиться осуществлять расчет.

Порядок выполнения работы:

1. Повторите теоретические положения по теме практической работы.
2. Изучите пример оформления задания.
3. Ознакомитесь с индивидуальным заданием.
4. Решите поставленные задачи.
5. Сделайте выводы о проделанной работе.
6. Оформите отчет и ответьте на контрольные вопросы.

Теоретическая часть

При расчетах напорных трубопроводов основной задачей является либо определение пропускной способности (расхода), либо потери напора на том или ином участке, равно как и на всей длине, либо диаметра трубопровода на заданных расходе и потерях напора.

Учитывая гидравлическую схему работы длинных трубопроводов, их можно разделить также на простые и сложные.

Простыми называются последовательно соединенные трубопроводы одного или различных сечений, не имеющих никаких ответвлений.

К сложным трубопроводам относятся системы труб с одним или несколькими ответвлениями, параллельными ветвями и т.д. Жидкость по трубопроводу движется

благодаря тому, что ее полная энергия (полная удельная энергия) в начале трубопровода больше, чем в конце. Это может создаваться несколькими способами: работой насоса, разностью уровней жидкости, давлением газа.

При расчете трубопровода принимается ряд допущений, основными из которых являются следующие:

- рабочая жидкость считается несжимаемой;
- температура жидкости, основные физические свойства жидкости
- (плотность, вязкость, модуль объемной упругости и др.) принимаются
- постоянными;
- рассматривается установившееся движение жидкости;
- коэффициенты гидравлических сопротивлений постоянны;
- разрыва потока жидкости не происходит.

Рассмотрим простой трубопровод постоянного сечения, который расположен произвольно в пространстве (рис. 4.1), имеет общую длину l и диаметр d, а также содержит ряд местных сопротивлений (вентиль, фильтр и обратный клапан). В начальном сечении трубопровода 1-1 геометрическая высота равна z_1 и избыточное давление P_1, а в конечном сечении 2-2 - соответственно z_2 и P_2. Скорость потока в этих сечениях вследствие постоянства диаметра трубы одинакова и равна v.

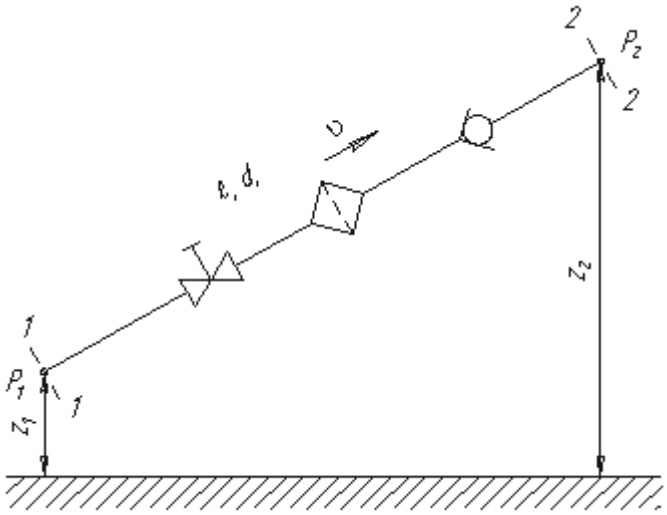


Рисунок 4.1 – Схема простого трубопровода

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2. Поскольку скорость в обоих сечениях одинакова и $\alpha_1 = \alpha_2$, то скоростной напор можно не учитывать. При этом получим

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h \quad \text{или} \quad \frac{P_1}{\rho g} = z_2 - z_1 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h$$

Пьезометрическую высоту, стоящую в левой части уравнения, назовем потребным напором $H_{потр}$. Если же эта пьезометрическая высота задана, то ее называют располагаемым напором $H_{расп}$. Такой напор складывается из геометрической высоты $H_{потр}$, на которую поднимается жидкость, пьезометрической высоты в конце трубопровода и суммы всех потерь напора в трубопроводе.

Назовем сумму первых двух слагаемых статическим напором, который представим как некоторую эквивалентную геометрическую высоту

$$H_{ст} = \Delta z + \frac{P_2}{\rho g} \quad (4.1)$$

а последнее слагаемое Σh - как степенную функцию расхода

где Δz–разница геометрических высот, м;

p_2–избыточное давление на выходе, Па;

ρ–плотность жидкости, кг/м^3;

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

Тогда,

$$H_{потр} = H_{ст} + KQ^m \quad (4.2)$$

где K - величина, называемая сопротивлением трубопровода;
Q - расход жидкости;
m - показатель степени, который имеет разные значения в зависимости от режима течения.
Для ламинарного течения при замене местных сопротивлений эквивалентными длинами сопротивление трубопровода равно

$$K = \frac{128\nu\ell_{расч}}{\pi g d^4} \quad \text{и} \quad m = 1 \quad (4.3)$$

где $l_{расч}$ –расчетная длина трубопровода, $l_{расч} = l + l_{экв}$, м;
ν–кинематическая вязкость жидкости, $м^2/с$;
d–диаметр трубопровода, м;
g–ускорение свободного падения, $g = 9{,}81 м/с^2$.
Численные значения эквивалентных длин $l_{экв}$ для различных местных сопротивлений обычно находят опытным путем.
Для турбулентного течения, используя формулу Вейсбаха-Дарси, и выражая в ней скорость через расход, получаем

$$K = \left(\sum \zeta + \lambda_T \frac{\ell}{d}\right)\frac{16}{2g\pi^2 d^4} \quad \text{и} \quad m = 2 \quad (4.4)$$

где ζ – коэффициент местных сопротивлений;
λ – коэффициент Дарси, коэффициент гидравлического сопротивления.
По этим формулам можно построить кривую потребного напора в зависимости от расхода. Чем больше расход Q, который необходимо обеспечить в трубопроводе, тем больше требуется потребный напор $H_{потр}$. При ламинарном течении эта кривая изображается прямой линией (рис.4.2, а), при турбулентном - параболой с показателем степени равном двум (рис.4.2, б).

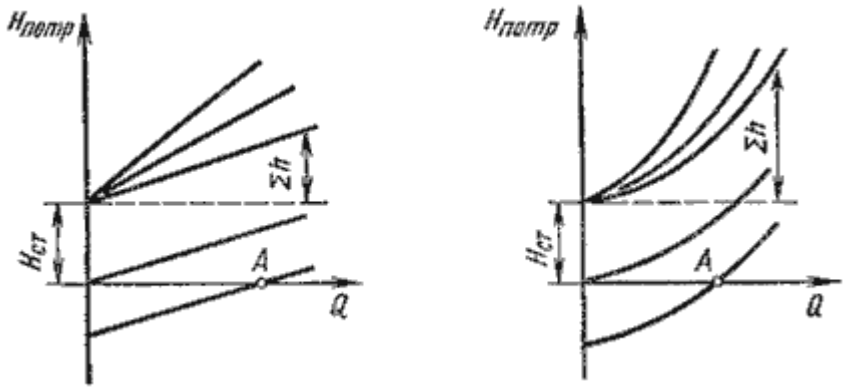


Рисунок 4.2 – Зависимости потребных напоров от расхода жидкости в трубопроводе
Крутизна кривых потребного напора зависит от сопротивления трубопровода K и возрастает с увеличением длины трубопровода и уменьшением диаметра, а также с увеличением местных гидравлических сопротивлений.
Величина статического напора $H_{ст}$ положительна в том случае, когда жидкость движется вверх или в полость с повышенным давлением, и отрицательна при опускании жидкости или движении в полость с пониженным давлением. Точка пересечения кривой потребного напора с осью абсцисс (точка А) определяет расход при движении жидкости самотеком. Потребный напор в этом случае равен нулю.
Иногда вместо кривых потребного напора удобнее пользоваться характеристиками трубопровода. Характеристикой трубопровода называется зависимость суммарной потери напора (или давления) в трубопроводе от расхода:

$$\sum h = f(q) \quad (4.5)$$

Пример решения задачи:

Вариант 30

Определите перепад высот в водопроводе, если статический напор равен величине H, а давление на выходе равно атмосферному.

Дано: СИ: Решение:

H = 14200 мм 14,2м Для решения данной задачи воспользуемся формулой

$p_{атм}$= 1*10^5 Па (4.1):

Δz - ? Отсюда выразим перепад высот, и найдем ответ:

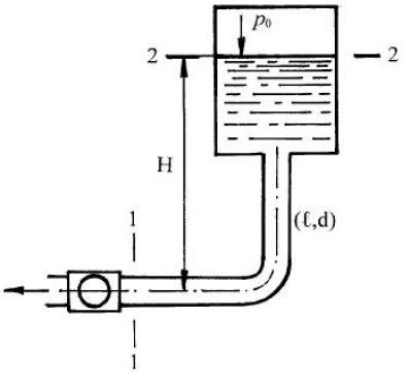
= 4,006 м

Ответ: Δz = 4,006 м

Задания для практической работы

Основная часть:

№1. На рисунке показан всасывающий трубопровод гидросистемы. Длина трубопровода ℓ, диаметр d, расход жидкости Q, абсолютное давление воздуха в бачке p_0, высота H, плотность жидкости ρ. Определить абсолютное давление перед входом в насос при температуре рабочей жидкости t = 25°C (ν = 0,2·10-4 м2/с). Определите как изменится искомое давление в зимнее время, когда при этом же расходе температура жидкости упадет до -35°C (ν = 10·10-4 м2/с). Рисунок 4.3 – трубопровод гидросистемы, к задаче №1



№2. Определите действующий напор, если расход истечения жидкости составил Q, при длине трубопровода ℓ, и диаметру трубы d. Кинематическая вязкость воды в трубопроводе ν.

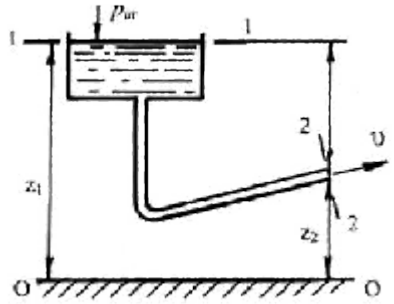


Рисунок 4.4 –трубопровод, к задаче №2

№3.Определите расход истечения жидкости действующий напор, если составил Q, при длине трубопровода ℓ, и диаметру трубы d. Кинематическая вязкость воды в трубопроводе ν.

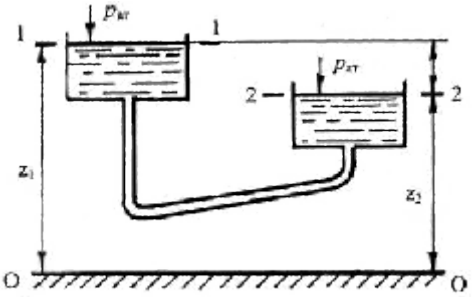


Рисунок 4.5 – трубопровод, к задаче №3

Дополнительная часть:

№4. Проанализируйте как изменится статический напор в трубопроводе по которому движется вода, если перепад высот Δz уменьшиться, а давление на выходе увеличится в это же число раз?

Варианты заданий:

, мм

d, мм

H, мм

Q, л/с

p_0, кПа

ρ, кг/$м^3$

ν, м^2/с * 10^{-4}
1 вариант
9100
50
12400
8,8
120
800
0,51
2 вариант
5700
100
15000
13,1
110
890
0,25
3 вариант
9800
150
17000
12,7
130
880
1,05
4 вариант
9400
200
12300
10,6
110
840
0,25
5 вариант
4500
200
13600
14,3
110
820
0,97
6 вариант
7100
200
14900
9,5
110
910
0,95
7 вариант
7700
150

14800
10
120
830
0,33

8 вариант

9100
100
19200
12,2
100
840
0,41

9 вариант

4300
100
19400
14
120
890
0,97

10 вариант

1700
50
13200
9,1
110
820
1,35

11 вариант

3600
50
17400
15,3
130
900
0,33

12 вариант

2500
100
14300
10
100
880
0,43

13 вариант

4700
150
12200
12
110
990

0,67

14 вариант

7300
200
11200
11,3
130
880
0,27

15 вариант

3400
200
11200
13,2
100
860
0,94

16 вариант

6300
200
11900
9
100
930
1,05

17 вариант

4100
150
16800
12
100
910
0,56

18 вариант

5600
100
15700
8,9
130
870
1,14

19 вариант

9500
100
16900
8,9
100
810
0,73

20 вариант

5900
50

18100
14,5
120
800
0,46

21 вариант

1900
50
16000
9,2
100
890
0,98

22 вариант

8700
100
10700
13,6
110
1000
1,32

23 вариант

1300
150
18500
11,3
100
950
0,2

24 вариант

2100
200
18600
13,7
110
990
0,23

25 вариант

8700
200
15500
9,1
110
920
0,73

26 вариант

3200
200
20000
13,2
130
840

	1
27 вариант	
	8200
	150
	15400
	14,4
	120
	820
	0,68
28 вариант	
	9100
	100
	10300
	12
	100
	880
	0,28
29 вариант	
	5700
	100
	13500
	8,7
	130
	810
	0,24
30 вариант	
	1700
	50
	14200
	13,1
	120
	970
	0,69

Контрольные вопросы:

1. Назовите, какие бывают трубопроводы, в чем их отличие?
2. Назовите какие допущения принимаются при расчете трубопроводов?
3. Охарактеризуйте потребный, располагаемый и статический напоры.
4. Постройте графики зависимости потребных напоров от расхода жидкости в трубопроводе.

Список литературы

1. А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин Гидравлические и пневматичексие системы. – М.: Издательский центр «Академия», 2014.
2. О.Н.Брюханов, В.А.Жила Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики. - М.: Инфра-М, 2010.
3. Калицун В. И. Гидравлика, водоснабжение и канализация – М.: Стройиздат, 2000.
4. В.И.Калицун, Е.В.Дроздов, А.С.Комаров, К.И.Чижик Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики. – М.: Стройиздат, 2005

Интернет-ресурсы:

1. http://firing-hydra.ru/index.php?request=list_category&id=70
2. http://firing-hydra.ru/index.php?request=kontrolnie&id=757

Практическое занятие № 7

Тема: Соединение простых и сложных трубопроводов.

Цель: Изучить соединение простых и сложных трубопроводов.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Дать определение простым и сложным трубопроводам.
3. Зарисовать схемы соединения простого и сложного трубопровода.

Общие сведения.

В практике трубопроводы делятся на *короткие* и *длинные*. К первым относятся все трубопроводы, в которых местные потери напора превышают 5…10% потерь напора по длине. При расчетах таких трубопроводов обязательно учитывают потери напора в местных сопротивлениях. К ним относят, к примеру, маслопроводы объемных передач.

Ко вторым относятся трубопроводы, в которых местные потери меньше 5…10% потерь напора по длине. Их расчет ведется без учета местных потерь. К таким трубопроводам относятся, например, магистральные водоводы, нефтепроводы.

Учитывая гидравлическую схему работы длинных трубопроводов, их можно разделить также на *простые* и *сложные*. Простыми называются последовательно соединенные трубопроводы одного или различных сечений, не имеющих никаких ответвлений. К сложным трубопроводам относятся системы труб с одним или несколькими ответвлениями, параллельными ветвями и т.д. К сложным относятся и так называемые кольцевые трубопроводы.

Соединения простых трубопроводов

Простые трубопроводы могут соединяться между собой, при этом их соединение может быть *последовательным* или *параллельным*.

Последовательное соединение. Возьмем несколько труб различной длины, разного диаметра и содержащих разные местные сопротивления, и соединим их последовательно (рис. 6.3, а).

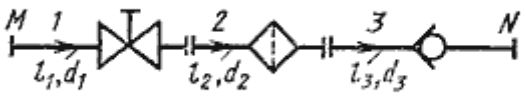


Рис. 6.3. Последовательное соединение трубопроводов

Параллельное соединение. Такое соединение показано на рис. 6.4, а. Трубопроводы *1, 2* и *3* расположены горизонтально.

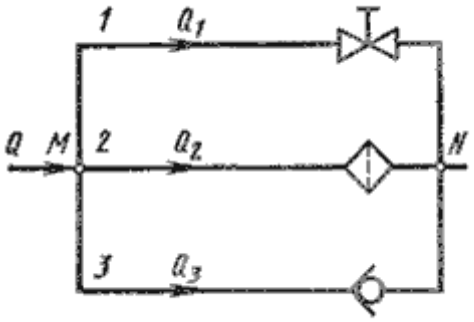


Рис. 6.4. Параллельное соединение трубопроводов

Разветвленное соединение. Разветвленным соединением называется совокупность нескольких простых трубопроводов, имеющих одно общее сечение - место разветвления (или смыкания) труб.

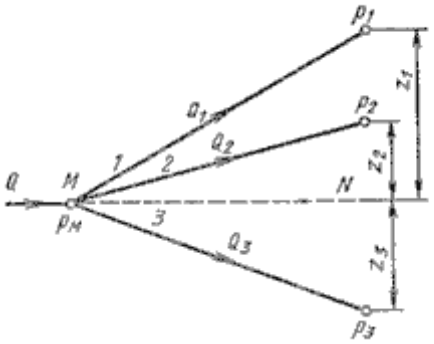


Рис. 6.5. Разветвленный трубопровод

Сложные трубопроводы

Сложный трубопровод в общем случае составлен из простых трубопроводов с последовательным и параллельным их соединением (рис. 6.6, а) или с разветвлениями (рис. 6.6, б).

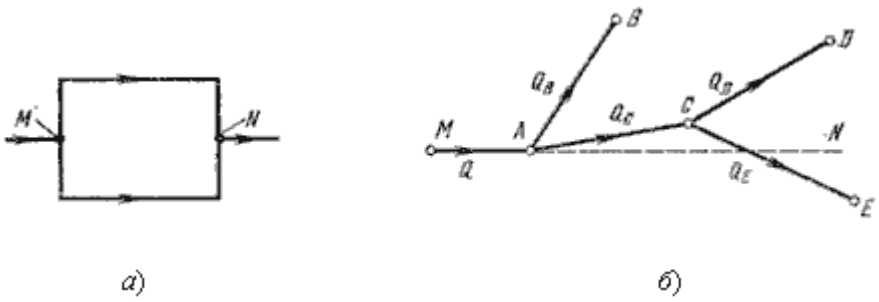


Рис. 6.6. Схемы сложных трубопроводов

Сложный кольцевой трубопровод. Представляет собой систему смежных замкнутых контуров, с отбором жидкости в узловых точках или с непрерывной раздачей жидкости на отдельных участках (рис. 6.7).

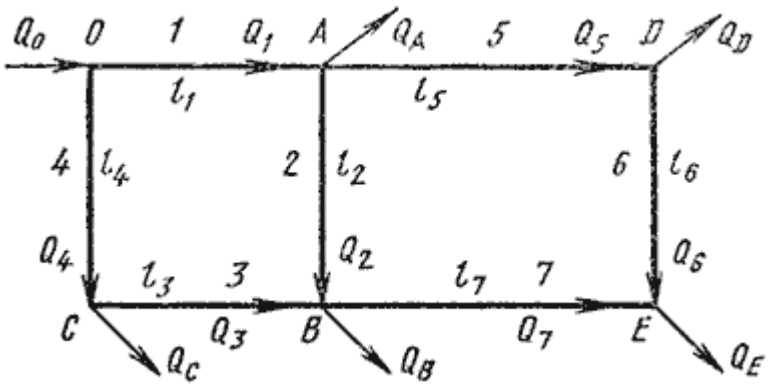


Рис. 6.7. Схема сложного кольцевого трубопровода

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.
7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1.Что называют простым трубопроводом?

2. Что называют сложным трубопроводом?

3. Параллельное и последовательное соединение трубопроводов.

Практическое занятие № 8

Тема: Характеристика гидравлического удара в трубопроводе.

Цель: Изучить гидравлический удар в трубопроводе.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Дать определение гидравлическому удару.
3. Вывести формулу гидравлического удара.
4. Решить задачу по заданию преподавателя.

Гидравлическим ударом называют резкое повышение давления, возникающее в напорном трубопроводе при внезапном торможении потока жидкости. Он представляет собой колебательный процесс (в реальной жидкости − затухающий), возникающий в упругом трубопроводе с капельной жидкостью при внезапном изменении ее скорости. Гидравлический удар чаще всего возникает при быстром закрытии или открытии крана или иного устройства управления потоком. Повышение давления в трубопроводе в результате гидравлического удара определяют по формуле Н.Е. Жуковского:

$$\Delta p_{уд} = \rho V_o c = \rho V_o \frac{1}{\sqrt{\frac{p}{E_ж} + \frac{pd}{\delta E_c}}}, \qquad (1.10)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3; V_0 – начальная скорость течения

жидкости, м/с; Eж – среднее для данного$\Delta p_{уд}$ значение адиабатного модуля упругости жидкости, Па; d – внутренний диаметр трубопровода, м; δ– толщина стенки, м; Eс – модуль упругости материала стенки, Н/м^2;c – скорость распространения ударной волны, м/с.

Когда уменьшение скорости в трубе происходит не до нуля, а до значения V_1, возникает неполный гидравлический удар, и формула Жуковского приобретает вид:

$$\Delta p_{уд} = \rho(V_0 - V_1)c\,. \qquad (1.11)$$

Формулы Жуковского справедливы для ***прямого*** гидравлического удара, который имеет место при очень быстром закрытии крана, когда время закрытия соответствует следующему условию:

$$t_{зак} < t_0 = \frac{2l}{c}, \qquad (1.12)$$

где t_0 − фаза гидравлического удара, l − длина участка трубопровода до крана.

При $t_{зак} > t_0$ возникает ***непрямой*** гидравлический удар, при котором ударная волна, отразившись от резервуара, возвращается к крану раньше, чем он будет полностью закрыт. Повышение давления в этом случае $\Delta p_{уд}$ при условии, что скорость потока при закрытии крана уменьшается, а давление возрастает линейно по времени, определяют по формуле:

$$\Delta p'_{уд} = \Delta p_{уд} \frac{t_0}{t_{зак}} = \rho V_0 \frac{2l}{t_{зак}}. \qquad (1.14)$$

Задачи

Задача 1. Определить величину повышения давления в стальной

водопроводной трубе, если скорость воды в ней до удара была $V = 1$ м/с,

диаметр трубы $d = 0{,}5$ м и толщина стенок $\delta = 0{,}005$ м.

Задача 2. В стальном трубопроводе длиной $l = 20$ м, диаметром $d =$

0,1 м и толщиной стенок $\delta = 0{,}003$ м расход воды $Q = 0{,}02$ м3/с. Температура воды 20оС. Определить наименьшее время закрытия задвижки $t_{мин}$, при котором повышение давления в конце трубопровода $\Delta p_{макс}$, вызванное гидравлическим ударом, не превысит 400 кПа. Чему будет равно повышение давления в случае мгновенного закрытия задвижки?

Задача 3. В конце системы, состоящей из двух последовательно соединенных стальных трубопроводов, установлена задвижка. Определить повышение давления перед задвижкой при ее закрытии за 0,2 секунды. Расход воды $Q = 0{,}02$ м^3/с; диаметры трубопроводов: $d_1 = 0{,}2$ м, $d_2 = 0{,}1$ м; длина: $l_1 = 100$ м, $l_2 = 200$ м. Определить наименьшее время закрытия задвижки, исключающее прямой гидравлический удар. Толщина стенок трубопроводов $\delta = 0{,}005$ м. Температура воды 20°С.

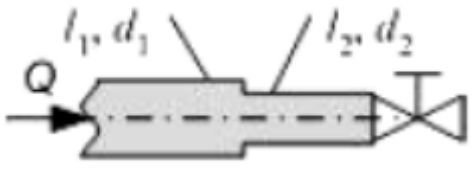


Рисунок1.1

Задача 4. Вода в количестве Q перекачивается по чугунной трубе диаметром d, длиной L с толщиной стенки . Свободный конец трубы снабжен затвором. Определить время закрытия затвора при условии, что повышение давления в трубе Δp, вследствие гидравлического удара, не превысит 10 кг/см^2. Как изменится давление при мгновенном закрытии затвора?

Т а б л и ц а 1. 1.

Величина	Вариант									
Q, м3/мин	0,35	1,41	3,18	5,66	8,85	12,7	8,85	5,66	3,18	1,41
d, мм										
L, м	8,5	9,5	10,5	11,5	12,5	11,5	10,5	9,5	8,5	

Задача 5. Горизонтальная труба служит для отвода жидкости в количестве *Q* из большого открытого бака. Свободный конец трубы снабжен краном. Определить ударное повышение давления в трубе перед краном, если диаметр трубы *d*, длина *L*, толщина стенки δ , а материал стенки − сталь. Кран закрывается за время $t_{зак}$ по закону, обеспечивающему линейное уменьшение скорости жидкости в трубе перед краном в функции от времени.

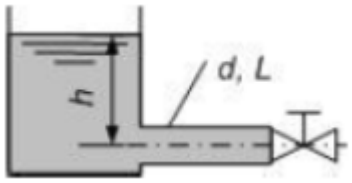


Рисунок 1.2.

Т а б л и ц а 1.2.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Жидкость	Б	В	М	Б	В	К	Н	М	В	М
Q, л/с	0,2	10	0,5	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,5	15
d, мм	16	55	22	16	16	18	16	10	20	70
L, м	20	10	50	25	20	25	25	10	50	15
δ, мм	2	3	2	2	2	3	2	2	2	3
$t_{зак}$, с	0,5	2,0	0,7	0,8	0,6	0,7	0,6	0,2	0,6	2,0

Обозначения: *Б* – бензин; *В* – вода; *К* – керосин; *М* – масло трансформаторное; *Н* – нефть.

Задача 6. Определить время закрытия задвижки, установленной на свободном конце стального водопровода диаметром *d*, длиной *L* и толщиной стенки δ при условии, чтобы максимальное повышение давления в водопроводе было бы в три раза меньше, чем при мгновенном закрытии задвижки. Через сколько времени после мгновенного закрытия за- движки повышение давления распространится до сечения, находящегося на расстоянии 0,7 *L* от задвижки?

Т а б л и ц а 1.3.

Вели-чина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d, мм	100	150	200	250	300	250	200	150	100	50
L, м	1900	1700	1850	1750	1450	1900	1600	1800	1500	2000
δ, мм	7	8	8	10	12	11	10	9	8	6

Задача 7. Какой должна быть толщина стенки δ , чтобы труба диаметром d = 50 мм и длиной l = 400 м выдержала гидравлический удар? Наибольший расход $Q_м$ = 3 л/с, время закрытия задвижки t = 0,5 с. Предельно допустимые разрывающие напряжения для стенки трубы σ = 1200 кг/см2. Материал трубы – сталь, жидкость – бензин.

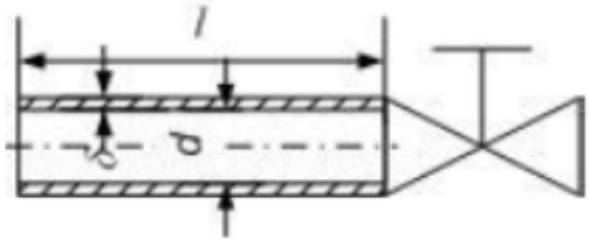


Рисунок 1.3.

Контрольные вопросы

1. Физическая сущность и определение гидроудара.
2. Факторы, влияющие на процесс гидроудара.
3. Виды гидроудара.
4. Фазы гидроудара.
5. Методы предупреждения гидроудара.
6. Примеры гидроудара из повседневной жизни.

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
7. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Практическое занятие № 9

Тема: Определение напора, расхода и диаметра трубопровода.

Цель работы: Научить определять напор, расход и диаметр трубопровода.

Порядок выполнения работы:

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Записать необходимые формулы и их значение.
3. Дать определение напору и единицу измерения.
4. Решить задачи 1, 2, 3.

Теоретические сведения

Для того чтобы вычислить диаметр необходимо знать:

1. Расход теплоносителя (воды) в трубе.
2. Сопротивление движению теплоносителя (воды) в трубе определенной длины.

Необходимые формулы, которые нужно знать:

$$S = \pi r^2 = \pi \frac{D^2}{4}$$

$$Q = VS \ , \quad V = \frac{Q}{S}$$

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

S-Площадь сечения $м^2$ внутреннего просвета трубы
π-3,14-константа - отношение длины окружности к ее диаметру.
r-Радиус окружности, равный половине диаметра, м
Q-расход воды $м^3/с$
D-Внутренний диаметр трубы, м
V-скорость течения теплоносителя, м/с

Сопротивление движению теплоносителя.

Любой движущийся внутри трубы теплоноситель, стремиться к тому, чтобы прекратить свое движение. Та сила, которая приложена к тому, чтобы остановить движение теплоносителя - является силой сопротивления.
Это сопротивление, называют - **потерей напора**. То есть движущийся теплоноситель по трубе определенной длины теряет напор.
Напор измеряется в метрах или в давлениях (Па). Для удобства в расчетах необходимо использовать метры.
10 метров водного столба создают 0,1 МПа.

Задача 1.

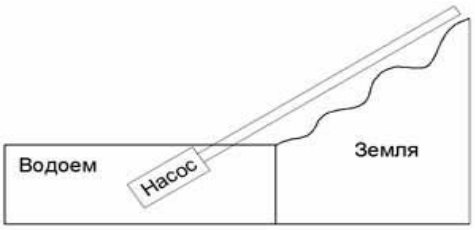
В трубе с внутренним диаметром d=12 мм течет вода, со скоростью v=1м/с.
Найти расход Q?.

Решение: Необходимо воспользоваться вышеуказанными формулами:

1. Находим сечение
2. Находим расход

Дано:
D=12мм=0,012 м
π=3,14 м/с
S= π*D2 /43.14•0,012^2/4=0,000113 м^2
Q= v * S =0,000113•1=0,000113 м^3/с = 0,4 м^3/ч.
Ответ: 0,4 м^3/ч.

Задача 2.



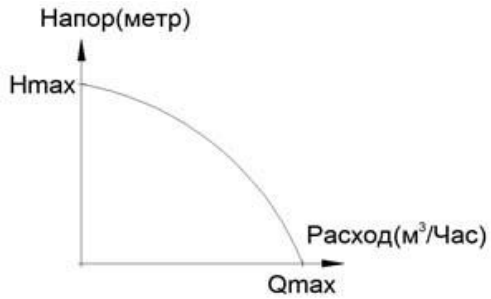
Имеется насос, создающий постоянный расход Q=40 литров в минуту. К насосу подключена труба протяженностью 1 метр. Найти внутренний диаметр трубы d, при скорости движения воды v= 6 м/с.

Решение.

Дано:
Q=40л/мин=0,000666666 м^3/с
Из выше указанных формул вывели формулу.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}000666666}{3{,}14 \cdot 6}} = 0{,}012 \text{ м} = 12\text{мм}$$

Ответ: 12мм



По графику означает, что расход в конце трубы будет зависеть от потери напора, которое создается самой трубой.

Чем длиннее труба, тем больше потеря напора.
Чем меньше диаметр, тем больше потеря напора.
Чем выше скорость теплоносителя в трубе, тем больше потеря напора.
Углы, повороты, тройники, заужения и расширение трубы, тоже увеличивают потерю напора.

Задача 3:

Найти потерю напора по длине при движении воды по чугунной новой трубе D=500мм при расходе Q=2 $м^3/с$, длина трубы L=900м, температура t=16°C.

Дано:
D=500мм=0.5м
Q=2 $м^3/с$
L=900м
t=16°C
Жидкость: H_2O
Найти: h-?

Решение: Найдем скорость потока в трубе по формуле:

V=Q/ω
ω - площадь сечения потока находится по формуле:
$\omega=\pi R^2=\pi(D^2/4)=3.14*(0,5^2/4)=0,19625\ м^2$
V=Q/ω=2/0,19625=10,19 м/с
Далее находим число Рейнольдса по формуле:
Re=(V*D)/ν=(10,19*0.5)/0,00000116=4 392 241
$\nu=1,16*10^{-6}=0,00000116$. (из таблицы). Для воды при температуре 16°C.
$\Delta_э=0,25мм=0,00025м$. (из таблицы, для новой чугунной трубы).
Далее по таблице, находим формулу (формула Альтшуля) по нахождению коэффициента гидравлического трения.
$\lambda=0,11(\Delta_э/D)^{0,25}=0,11*(0,00025/0,5)^{0,25}=0,01645$
Далее по формуле:

$$h = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$h=\lambda*(L*V^2)/(D*2*g)=0,01645*(900*10,19^2)/(0,5*2*9,81)=156,7$ м.
Ответ: 156,7 м. = 1,567 МПа

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.

Вопросы для самоконтроля:

1. Что такое напор?
2. В каких единицах измеряется напор?
3. Назовите основные формулы для определения напора, расхода и диаметра.

Практическое занятие № 10

Тема: Определение гидравлических потерь энергии жидкости
Цель: Изучить гидравлические потери энергии жидкости

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Указать виды потерь напора.
3. Написать формулу Дарси и зарисовать рисунок 11.1.
4. Зарисовать рисунок 11.2 и дать описание видам шероховатости.
5. Зарисовать рисунок 11.3 и дать ему характеристику.

Общие сведения.

Определение потерь напора

Потери напора при движении жидкости неизбежны и учитываются в четвертом члене уравнения Бернулли. При решении гидравлических задач, связанных с движением жидкости, при использовании уравнения Бернулли для определения того или иного параметра движущейся жидкости необходимо предварительно определить потери напора и их значения подставить в уравнение. Эти потери, как показывает опыт, пропорциональны квадрату скорости

$$h_п = A v^2/2g, \quad (11.1)$$

где A – постоянный коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей гидравлического устройства. Он представляет собой отношение потерянного напора $h_п$ к скоростному напору $h_v = v^2/2g$.

Обычно потери состоят из двух видов:

1.потерь напора по длине трубопровода $h_д$
2.потерь напора в местных сопротивлениях $h_м$

$$h_п = h_д + h_м. \quad (11.2)$$

1. Потери напора по длине трубопровода

Потери напора по длине трубопровода обусловлены внутренним трением в жидкости и прямо пропорциональны длине трубопровода l и обратно пропорциональны его диаметру d. Тогда в формуле (11.1) коэффициент A можно представить в виде

$$A= \lambda l/d. \quad (11.3)$$

Следовательно (при $h_м = 0$), имеем

$$h_д = \lambda(l/d)v^2/2g. \quad (11.4)$$

Эта формула называется ***формулой Дарси.*** Безразмерный коэффициент λ, с одной стороны, характеризует вязкость жидкости, а с другой - режим движения жидкости. Чем больше вязкость, тем больше внутренние силы трения и потери. Поэтому зависимость коэффициента трения от числа Re будет обратно пропорциональной. Режим движения жидкости также обусловливает значение потерь напора (рис.11.1).

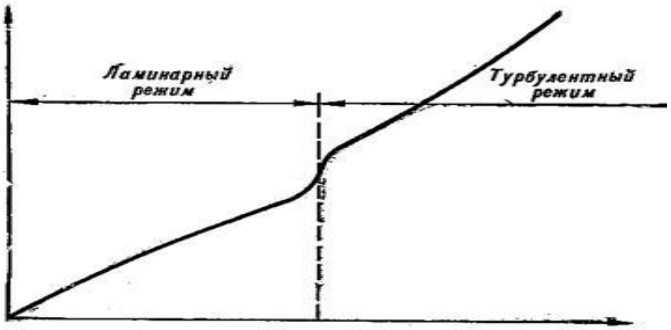
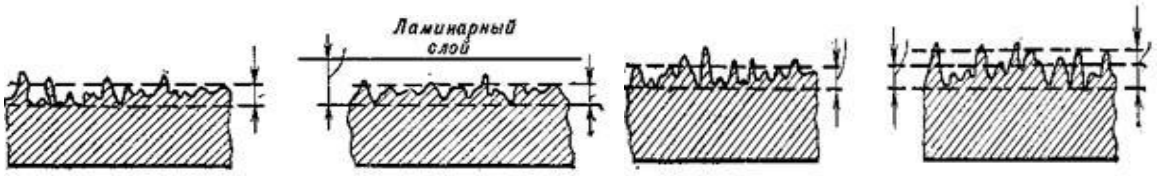


Рис. 11.1. Зависимость потерь напора от скорости движения жидкости

При турбулентном движении жидкости потери будут большими, чем при ламинарном режиме, так как энергия жидкости тратится не только на преодоление сил внутреннего трения, но и на перемешивание жидкости.

Качество труб характеризуются различными неровностями на внутренней поверхности – шероховатостями (рис.11.2).



а б в г

Рис. 11.2. Шероховатость труб:

а– абсолютная шероховатость; *б* – гидравлически гладкие трубы;

в– переходная зона; *г* – гидравлически шероховатые трубы

Применяются два вида шероховатости: **абсолютная и относительная.** *Абсолютной шероховатостью* называется среднее значение размеров выступов Dна внутренней поверхности трубы. Шероховатость зависит от материала трубы, качества ее изготовления и условий эксплуатации.

По абсолютной шероховатости трубы делятся на три группы:

гладкие (D< 0,1 мм) -стеклянные, латунные, медные;

шероховатые (D= 0,1-1,0 мм) - новые стальные и чугунные водопроводные трубы;

очень шероховатые (D> 1,0 мм) – канализационные, старые стальные и чугунные трубы.

Абсолютная шероховатость сама по себе не оказывает влияния на величину потерь, т.к. они еще зависят от поперечных размеров потока. По этой причине вводят понятие относительной шероховатости.

Относительной шероховатостью называется отношение абсолютной шероховатости к диаметру трубы, т.е.

e= D/*d*.

Относительная шероховатость оказывает влияние на потери. Таким образом, коэффициент трения lзависит от рассмотренных условий движения жидкости. Он определяется опытным путем.

При ламинарном потоке коэффициент трения зависит только от Re:

$$l_л = 64/Re, \quad (11.5)$$

и не зависит от шероховатостей, так как v – относительно небольшая и жидкость плавно обтекает неровности. При турбулентном режиме коэффициент трения зависит как от *Re*, так и от еи определяется

$$l_т = 0{,}11(68/Re + e)^{0{,}25}. \quad (11.6)$$

Однако число Re и относительная шероховатость не всегда в одинаковой степени оказывают влияние на значение коэффициента трения, потому что при турбулентном движении у стенки трубы всегда образуется пограничный ламинарный слой жидкости. Этот слой как бы прикрывает шероховатость трубы, внося коррективы в значение коэффициента трения.

Толщина ламинарного слоя не является постоянной, а зависит от *Re*, т.е. при прочих равных условиях от скорости движения жидкости *v*.

Таким образом, в зависимости от соотношения толщины ламинарного слоя di абсолютной шероховатости D возможны три случая (см. рис.11.2):

1. Толщина ламинарного слоя d> D– шероховатость не оказывает влияния на значение относительного коэффициента трения e– труба гидравлически гладкая, хотя по абсолютной шероховатости она может быть даже очень шероховатой. В этом случае *Re* < еи из формулы (9.6) исключается второй член правой части.

2. Толщина ламинарного слоя примерно равна абсолютной шероховатости, т.е. d= D; в этом случае коэффициент трения зависит от *Re* и от относительной шероховатости e(расчет по формуле (11.6)).

3. Толщина ламинарного слоя меньше абсолютной шероховатости, т.е. d< D; коэффициент трения не зависит от *Re,* а зависит в основном от шероховатости труб, которые называются гидравлически шероховатыми. При этом *Re* > 500/еи из формулы (9.6) исключается первый член.

Формула (11.6) является универсальной, так как она фактически охватывает все случаи движения жидкости при турбулентном режиме.

2. Потери напора в местных сопротивлениях

Местными сопротивлениями (рис.11.3) являются колена трубопроводов, краны, вентили, фильтры, тройники и т.п. Во всех местных сопротивлениях, подобно прямому трубопроводу, происходит потеря энергии движущейся жидкости.

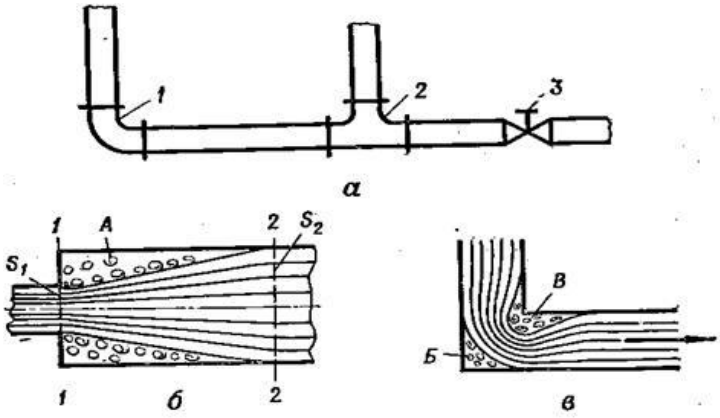


Рис. 11.3. Местные сопротивления:

а– схема трубопровода; *б* – внезапное расширение жидкости;

в– колено без закруглений; *1* – колено; *2* – тройник; *3* – вентиль

Наиболее характерный случай -внезапное расширение жидкости (рис.11.3,*б*), когда площадь живого сечения резко увеличивается от S_1 до S_2. При этом наблюдается следующее: частицы жидкости, пройдя живое сечение *1–1* с некоторой скоростью, стремятся двигаться дальше с той же скоростью. Однако они задерживаются частицами, находящимися впереди, обладающими меньшими скоростями ввиду увеличившегося живого сечения *2–2*. Вследствие этого перед живым сечением*2–2* в углах образуется кольцевое пространство *А*, заполненное жидкостью, не участвующей в общем потоке. Так как на граничной поверхности действуют силы внутреннего трения, то эта жидкость находится во вращательном, вихревом движении.

Аналогичное явление будет наблюдаться и при движении жидкости в колене (рис.9.3,*в*), где также образуются вихревые зоны *Б* и *В*. На образование вихрей, естественно, тратится некоторая доля энергии. Эти потери напора в местных сопротивлениях, называемые местными потерями, определяются по формуле (11.1), в которой коэффициент *А* заменяется коэффициентом х

$$h_м = xv^2/2g, (11.7)$$

где х– коэффициент местного сопротивления; v – скорость жидкости за местным сопротивлением.

Коэффициент х обычно определяется экспериментально. В табл. 11.1 приведены часто встречающиеся местные сопротивления и значения коэффициентов х.

Таблица 11.1

Средние значения коэффициентов х

Вид местного сопротивления	Коэффициент х
Вход в трубу:	
без закругления кромок	0,5
с закруглениями кромок	0,1
Выход из трубы в сосуд больших размеров	1,0
Колена:	
без закругления	1,5
с закруглениями	0,5
Вентиль стандартный	4,0

Потери напора особенно ощутимы, если трубопроводы составлены из коротких участков часто изменяющих направление, имеющих изгибы, насыщенных различными местными сопротивлениями. Такие трубопроводы особенно распространены в маслопроводах двигателей и гидросистем трансмиссий автомобилей, ВГМ, тракторов,

самолетов, а также в водопроводных системах жилых зданий, промышленных предприятий.

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.
7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1.Чем характеризуется шероховатость стенок?

2. На какие группы делятся трубы по абсолютной шероховатости?

Практическое занятие № 11

Тема: Характеристика термодинамических процессов.
Цель: Изучить виды термодинамических процессов.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Зарисовать и описать виды процессов.

Общие сведения.

Виды термодинамических процессов:

1. ***изохорный,***
2. ***изобарный,***
3. ***изотермический,***
4. ***адиабатный,***
5. ***политропный***

1.Изохорный процесс (v=const)

Такой процесс может совершаться рабочим телом, находящимся в цилиндре при неподвижном поршне, если к рабочему телу подводится теплота от источника теплоты (см. рис. 1) или отводится теплота от рабочего тела к холодильнику. При изохорном процессе выполняется условие $dv=0$ или $v=const$. Уравнение изохорного процесса получим из уравнения состояния идеального газа (см. &1.6) при $v=const$. В pv-координатах график процесса представляет собой прямую линию, параллельную оси p.

Изохорный процесс может протекать с повышением давления (процесс 1-2) и с понижением (процесс 1-2').

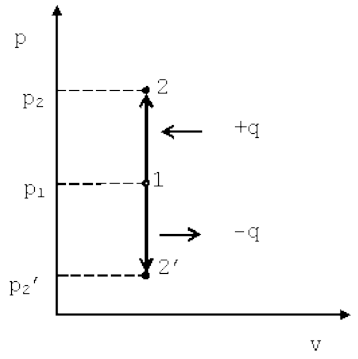


Рис. 1. График изохорного процесса в *p-v* координатах

Запишем для точек 1 и 2 уравнения состояния: $p_1 \cdot v = R \cdot T_1$; $p_2 \cdot v = R \cdot T_2$.

Следовательно, для изохорного процесса

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} \qquad (4.6)$$

Приращение внутренней энергии газа

$$\Delta u = u_2 - u_1 = q = \int_{T_1}^{T_2} c_v \cdot dT. \quad (4.7)$$

Работа газа

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv = 0,$$

так как $dv=0$.

Энтальпия газа $i_v = u + p \cdot v$, а $di_v = du + d(p \cdot v) = du + p \cdot dv + v \cdot dp = du + v \cdot dp$.

Поэтому

$$\Delta i_v = q + v \cdot (p_2 - p_1). \quad (4.8)$$

Энтропия

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v \cdot dT}{T}.$$

То есть

$$\Delta s_v = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = c_v \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (4.9)$$

2.Изобарный процесс (p=const)

В *p-v* координатах график процесса представляет собой прямую линию параллельную оси v (рис. 2). Изобарный процесс может протекать с увеличением объёма (процесс 1-2) и с уменьшением (процесс 1-2'). Запишем для точек 1 и 2 уравнения состояния: $p \cdot v_1 = R \cdot T_1$; $p \cdot v_2 = R \cdot T_2$.

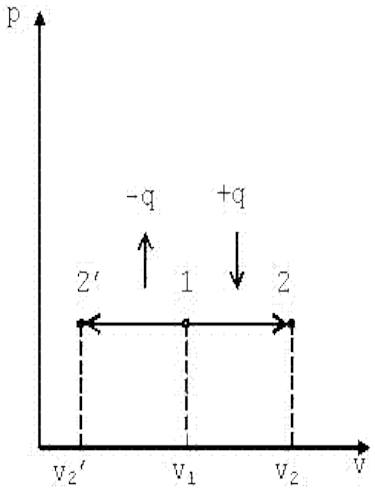


Рис. 2. График изобарного процесса в *p-v* координатах

Следовательно, для изобарного процесса

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}. \qquad (4.10)$$

$$\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} c_v \cdot dT.$$

Приращение внутренней энергии газа

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv = p \cdot (v_2 - v_1).$$

Работа газа Так как $p \cdot v_2 = R \cdot T_2$, а $p \cdot v_1 = R \cdot T_1$, то $l = R \cdot (T_2 - T_1)$. Следовательно, газовая постоянная имеет определённый физический смысл: это работа 1 кг газа в изобарном процессе при изменении температуры на один градус. Из выражения (4.3) следует, что в изобарном процессе $q = c_p \cdot (T_2 - T_1)$. В соответствии с первым законом термодинамики для изобарного процесса можно записать $dq = du + p \cdot dv = du + d(p \cdot v) = di$. Поэтому в изобарном процессе $di = q = c_p \cdot (T_2 - T_1)$. Из соотношений, характеризующих изобарный процесс, вытекает известное уравнение Майера. Так как $dq = c_p \cdot dT = c_v \cdot dT + dl = c_v \cdot dT + R \cdot dT$, то $R = c_p - c_v$.

Используя выражение (4.5), можно показать, что в изобарном процессе энтропия газа

$$\Delta s = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = c_p \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}. \qquad (4.11)$$

3.Изотермический процесс (T=const)

В *p-v* координатах график процесса изображается равнобокой гиперболой (рис. 3). Изотермический процесс может протекать как с увеличением объёма (процесс 1-2), так и с уменьшением объёма (процесс 1-2').

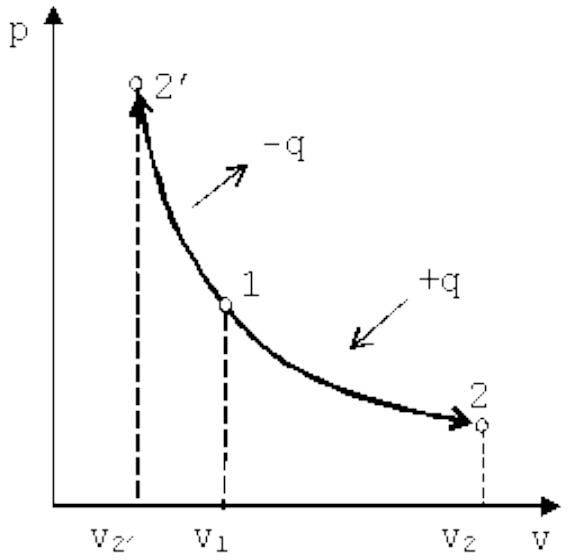


Рис. 3. График изотермического процесса в *p-v* координатах

Запишем для точек 1 и 2 уравнения состояния $p_1 \cdot v_1 = R \cdot T$; $p_2 \cdot v_2 = R \cdot T$. Следовательно, для изотермического процесса $p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2 = const$.

Приращение внутренней энергии газа

$$\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} c_v \cdot dT = 0.$$

Работа газа

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv = R \cdot T \cdot \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = R \cdot T \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = R \cdot T \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (4.12)$$

Теплота, подводимая в процессе

$$q = \Delta u + l = R \cdot T \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = R \cdot T \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (4.13)$$

Изменение энтальпии газа $\Delta i = \Delta u + \Delta(p \cdot v) = 0$.

Изменение энтропии газа

$$\Delta s = \frac{1}{T} \cdot \int_1^2 dq = \frac{q}{T} = R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = R \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (4.14)$$

4.Адиабатный процесс **(Q = 0).**

Адиабатный процесс – это процесс, при котором рабочее тело не обменивается теплотой с окружающей средой *(dq=0)*. Для получения графика процесса в *p-v* координатах выполним некоторые преобразования.

В соответствии с первым законом термодинамики $dq = c_v \cdot dT + p \cdot dv = c \cdot dT$, где c – теплоёмкость термодинамического процесса.

Тогда можно записать, что

$$(c_v - c) \cdot dT + p \cdot dv = 0. \quad (4.15)$$

Продифференцируем уравнение состояния идеального газа и запишем

$$dT = \frac{p \cdot dv + v \cdot dp}{R}. \quad (4.16)$$

Так как $R = c_p - c_v$, то выражение (4.15) можно переписать с учётом (4.16) следующим образом:

$$\frac{c_v - c}{c_p - c_v} \cdot (p \cdot dv + v \cdot dp) + p \cdot dv = 0. \quad (4.17)$$

Выполним преобразования выражения (4.17).

$$(c_v - c) \cdot (p \cdot dv + v \cdot dp) = -(c_p - c_v) \cdot p \cdot dv.$$

$$c_v \cdot p \cdot dv + c_v \cdot v \cdot dp - c \cdot p \cdot dv - c \cdot v \cdot dp =$$

$$= -c_p \cdot p \cdot dv + c_v \cdot p \cdot dv.$$

$$(c_v - c)\cdot v\cdot dp + (c_p - c)\cdot p\cdot dv = 0. \quad (4.18)$$

Разделим выражение (4.18) на $(c_v\text{-}c)\cdot p\cdot v$ и получим:

$$\frac{c_p - c}{c_v - c}\cdot\frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0. \quad (4.19)$$

Обозначим $\frac{c_p - c}{c_v - c} = n$, тогда

$$n\cdot\frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0.$$

$$n\cdot\int\frac{dv}{v} = -\int\frac{dp}{p}.$$

$$n\cdot\ln v = -\ln p + C.$$

$$n\cdot\ln v + \ln p = C.$$

$$\ln v^n\cdot p = const.$$

Следовательно

$$v^n\cdot p = const. \quad (4.20)$$

В адиабатном процессе $dq=0$, то есть $c\cdot dT=0$. Поэтому $c=0$. Значит в адиабатном процессе $n = \frac{c_p}{c_v}$. Эту величину принято обозначать буквой k и называть показателем адиабаты.

Поэтому в p-v координатах адиабатный процесс изображается неравнобокой гиперболой $v^k\cdot p=const$ (рис. 4.4). Так как $k>1$, то адиабата проходит круче гиперболы. Адиабатный процесс может протекать как с увеличением объёма (процесс 1-2), так и с уменьшением объёма (процесс 1-2').

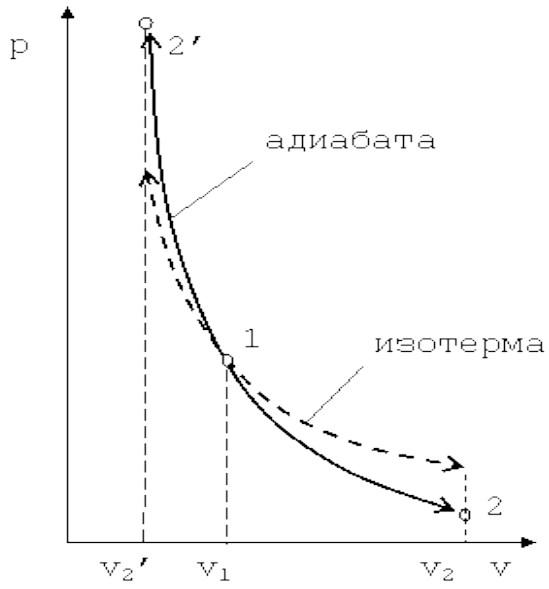


Рис. 4. График адиабатного процесса в *p-v* координатах

Запишем для точек 1 и 2 уравнения состояния $p_1 \cdot v_1 = R \cdot T_1$; $p_2 \cdot v_2 = R \cdot T_2$.

Так как в адиабатном процессе $p_1 \cdot v_1^k = p_2 \cdot v_2^k$, то $p_1 = p_2 \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k$, $v_1 = v_2 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}$,

$$T_1 = T_2 \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = T_2 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Приращение внутренней энергии газа $\Delta u = c_v \cdot (T_2 - T_1)$.

Так как $\frac{c_p}{c_v} = k$, а $c_p - c_v = R$, то $c_p = \frac{k}{k-1} \cdot R$, а $c_v = \frac{R}{k-1}$.

Поэтому

$$\Delta u = \frac{R}{k-1} \cdot (T_2 - T_1) \quad (4.21)$$

Работа газа в адиабатном процессе выполняется за счёт его внутренней энергии. Так как в адиабатном процессе отсутствует обмен теплотой с окружающей средой, то в соответствии с первым законом термодинамики имеем $l + \Delta u = 0$ или $l = -\Delta u$.

Поэтому

$$l = \frac{R}{k-1} \cdot (T_1 - T_2) = \frac{1}{k-1} \cdot (p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2) =$$

$$= \frac{p_1 \cdot v_1}{k-1} \cdot \left(1 - \frac{p_2 \cdot v_2}{p_1 \cdot v_1}\right) = \frac{p_1 \cdot v_1}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]. \quad (4.22)$$

Изменение энтальпии газа в адиабатном процессе может быть определено исходя из следующих соображений:

$$di = du + d(p \cdot v) = \frac{R}{1-k} \cdot dT + R \cdot dT = \frac{k}{1-k} \cdot R \cdot dT.$$

Так как $\frac{k}{1-k} \cdot R = c_p$, то в итоге получим

$$\Delta i = c_p \cdot (T_2 - T_1). \quad (4.23)$$

Энтропия газа в адиабатном процессе не изменяется, так как *dq=0*. Поэтому в *T-s* координатах адиабатный процесс изображается прямой линией, параллельной оси температур.

5. Политропный процесс

Политропным процессом называется любой произвольный процесс изменения состояния рабочего тела, происходящий при постоянной теплоёмкости c_n.

В политропном процессе $dq=c_n \cdot dT$.

Для получения графика политропного процесса в *p-v* координатах будем придерживаться тех же рассуждений, что и при получении графика адиабатного процесса. Заменим в соотношениях, полученных при изучении адиабатного процесса, обозначение теплоёмкости *c* на c_n и обнаружим, что $p \cdot v^n = const$, а $n = \frac{c_p - c_n}{c_v - c_n}$. В дальнейшем всё, что написано об адиабатном процессе, можно распространить на описание политропного процесса, заменяя в выражениях *k* на *n*.

Покажем, что адиабатный процесс делит все процессы на две группы: на процессы, в которых теплоёмкость больше нуля, и на процессы, в которых теплоёмкость меньше нуля.

Так как $n = \frac{c_p - c_n}{c_v - c_n}$, то можно записать

$$c_p - c_n = n \cdot c_v - n \cdot c_n; \quad c_n \cdot (n-1) = n \cdot c_v - c_p;$$

$$c_n \cdot (n-1) = c_v \cdot (n-k); \quad c_n = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1}.$$

Из последнего выражения видно, что при $n>k$ $c_n>0$, а при $k>n>1$ $c_n<0$.

В заключение отметим, что все рассмотренные ранее процессы – это частные случаи политропного процесса.

При $n=k$ имеем адиабатный процесс.

При $n=0$ имеем $p_1 \cdot v_1^0 = p_2 \cdot v_2^0$, то есть изобарный процесс $(p_1=p_2)$.

При $n=1$ имеем $p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2$, то есть изотермический процесс.

При $n=\infty$ имеем $p_1 \cdot v_1^{\infty} = p_2 \cdot v_2^{\infty}$ или $p_1^{\frac{1}{\infty}} \cdot v_1 = p_2^{\frac{1}{\infty}} \cdot v_2$, что равносильно $p_1^0 \cdot v_1 = p_2^0 \cdot v_2$ или $v_1 = v_2$, то есть изохорный процесс.

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.
7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1. Какие существуют виды термодинамических процессов?
2. Чем характерно протекание термодинамических процессов?

Практическое занятие № 12

Тема: Характеристика цикла Карно
Цель: Изучить цикл Карно

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Описать цикл Карно.
3. Зарисовать рис. 9.1-9.3
4. Выписать определения обратимого и необратимого цикла, теорему Карно и формулу термический кпд цикла.

С. Карно предложил термодинамический цикл, дающий максимальное значение термического кпд тепловой машины.

Физическая картина явлений, происходящих в **цикле Карно** может быть представлена следующим образом.

В точке 1 находится рабочее тело (идеальный газ) двигателя, с параметрами p_1, υ_1, T_1 (рис. 9.1). К рабочему телу подводится нагреватель, температура которого также равна T_1. Под влиянием высокого давления поршень двигателя начинает двигаться вправо, при этом расширение рабочего тела происходит при постоянной температуре, которая поддерживается нагревателем. В точке 2 рабочее тело имеет параметры p_2, υ_2, T_1. При

этом рабочее тело изолируется от нагревателя, но продолжает расширяться адиабатно, двигая поршень вправо. В адиабатном процессе расширения температура рабочего тела понижается до T_2. В этот момент поршень достигает своего крайне правого положения. Параметры рабочего тела в точке 3 равны p_3, υ_3, T_2. Обратное движение поршня происходит под воздействием энергии, накопленной в маховике и передаваемой посредством кривошипно ползункового механизма. Рабочее тело начинает сжиматься, при этом оно сообщается с охладителем, имеющим температуру T_2. Таким образом, сжатие происходит при постоянной температуре T_2. В точке 4 параметры рабочего тела достигают значений p_4, υ_4, T_2. Рабочее тело изолируется от охладителя и продолжает сжиматься адиабатно, при этом температура рабочего тела возрастает до T_1 и параметры рабочего тела вновь соответствуют параметрам в точке 1.

Термический кпд цикла определяется по формуле:

$$\eta = \frac{L_ц}{Q\tau подв}, \tag{9.1}$$

где $L_ц$ – работа цикла; $Q_{\tau\ подв}$ – подводимое количество теплоты.

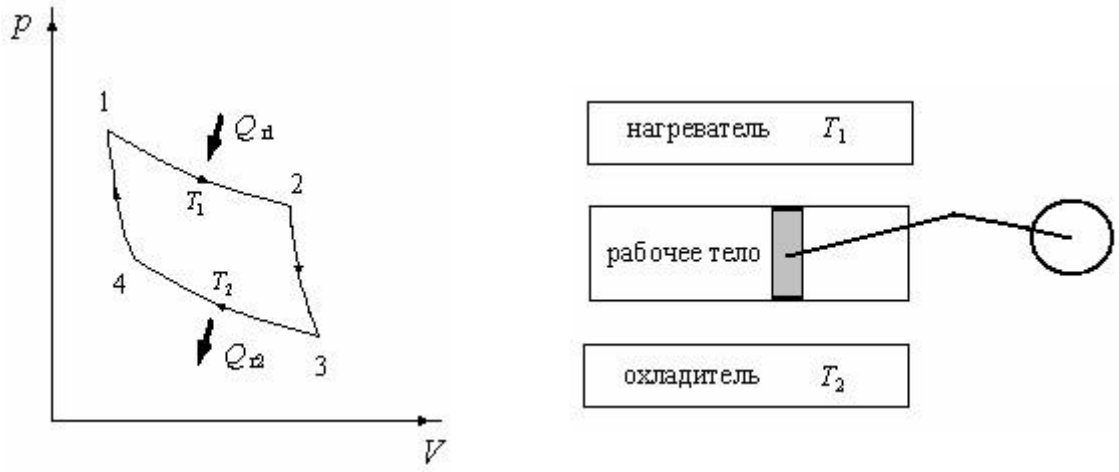


Рис. 9.1. Цикл Карно

1

Выражение для термического кпд можно получить, рассматривая цикл Карно в *Ts*-диаграмме (рис. 9.2). При этом

$$Q_{\tau 1} = T_1 \Delta s\ ; \tag{9.19}$$

$$Q_{\tau 2} = T_2 \Delta s; \tag{9.20}$$

$$\eta = \frac{Q\tau 1 - Q\tau 2}{Q_{\tau 1}} = \frac{T1\Delta s - T2\Delta s}{T_1 \Delta s} = \frac{T1 - T2}{T_1}. \tag{9.21}$$

В дальнейшем Карно доказал, что формула (9.18) применима только для обратимого цикла Карно, а формула (9.10) может применяться для необратимого цикла Карно. При этом $\eta_{необр} < \eta_{обр}$.

Обратимым циклом называется цикл, все процессы в котором обратимы.

Необратимым циклом называется цикл, в котором хотя бы один процесс является необратимым.

Также Карно была сформулирована **теорема:** *Термический кпд цикла с двумя источниками теплоты (нагревателем и охладителем) не зависит от свойств рабочего тела цикла.*

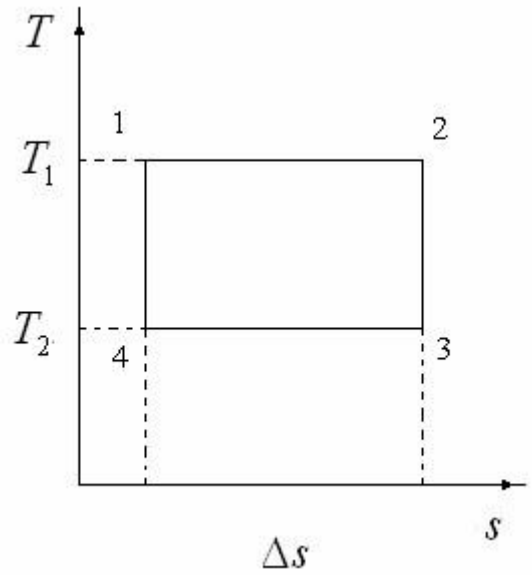


Рис. 9.2. Цикл Карно, представленный на *Ts*-диаграмме

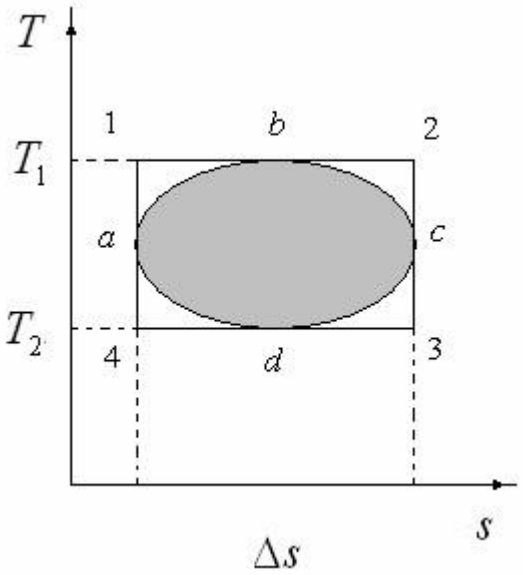


Рис. 9.3. Сравнение кпд произвольного цикла с кпд цикла Карно

При исследовании обратимых циклов, степень совершенства произвольного обратимого цикла определяется тем, насколько термический кпд этого цикла близок к термическому кпд цикла Карно, осуществляемого между крайними температурами рассматриваемого цикла.

Такое сравнение удобно представлять на *Ts*-диаграмме (рис. 9.3).

Отношение площадей произвольного цикла к площади цикла Карно называют *коэффициентом заполнения цикла*. Чем больше коэффициент заполнения, тем ближе приближается рассматриваемый произвольный цикл к наиболее эффективному преобразованию теплоты в работу.

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.

7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.

8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1. Что называют *коэффициентом заполнения цикла*?
2. Объясните почему чем больше коэффициент заполнения, тем произвольный цикл наиболее эффективен к преобразованию теплоты в работу?

Практическое занятие № 13

Тема: Уравнение Клапейрона-Клаузиуса

Цель: Произвести вывод и анализ уравнения Клапейрона – Клаузиуса.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Вывести уравнение Клапейрона – Клаузиуса.
3. Записать примеры задач.

Переход компонента из одной фазы в другую сопровождается выделением или поглощением теплоты, которую можно определить количественно на основе фундаментального уравнения термодинамики:

$$dG = -SdT + VdP \quad (*)$$

Для любого равновесного перехода вещества из одной фазы α в другую фазу β, применяя уравнение (*) к каждой из фаз, можно написать

$dG^{\alpha} = -S^{\alpha}dT + V^{\alpha}dP$ (1)

$dG^{\beta} = -S^{\beta}dT + V^{\beta}dP$ (2)

Индексы α и β отражают принадлежность параметров к соответствующей фазе. В равновесных условиях между фазами α и β изменение энергии Гиббса отсутствует, т.е.

$$dG = dG^{\beta} - dG^{\alpha} = 0, \quad dG^{\alpha} = dG^{\beta}$$

Приравнивая правые части уравнений 1 и 2, получим

$$\frac{S^{\beta} - S^{\alpha}}{V^{\beta} - V^{\alpha}} = \frac{dP}{dT}$$

$$\frac{\Delta S}{\Delta V} = \frac{dP}{dT} \quad (3)$$

Для равновесного обратимого процесса согласно уравнениям $\Delta S = q_{обр}/T$ и $\delta q = dH$ запишем

$$S^{\beta} - S^{\alpha} = \Delta S = \Delta H_{пер}/T,$$

а уравнение (3) примет вид

$$\frac{\Delta H_{пер}}{T \cdot \Delta V} = \frac{dP}{dT},$$

где $\Delta H_{пер}$ – теплота фазового перехода.

$$\Delta H_{пер} = T \cdot \frac{dP}{dT} \cdot \Delta V$$

Тепловой эффект, сопровождающий фазовый переход, определяется следующим образом:

уравнение Клапейрона–Клаузиуса

где ΔV – изменение объема в результате фазового перехода; dP/dT – изменение давления в зависимости от температуры при сохранении равновесия между двумя фазами.

Уравнение Клапейрона–Клаузиуса связывает тепловой эффект процесса с изменением давления насыщенного пара, температурой и изменением объема в процессе фазового перехода.

Для процессов испарения ж→п и сублимации тв→п уравнение Клапейрона–Клаузиуса можно представить следующим образом:

$$\Delta H_{исп} = T\frac{dP}{dT}(V_п - V_ж)$$

$$\Delta H_{суб} = T\frac{dP}{dT}(V_п - V_{тв})$$

где $\Delta H_{исп}$, $\Delta H_{суб}$ – теплоты испарения и сублимации; $V_п, V_ж, V_{тв}$ – мольные объемы пара, жидкости и твердого тела соответственно.

В процессе испарения и сублимации наблюдается значительное изменение удельного объема ΔV и существенное изменение величины dP/dT. При плавлении, напротив, изменение ΔV невелико, и величина dP/dT незначительна.

Пример 1. Проведем расчет по уравнению Клапейрона–Клаузиуса температуры плавления фенола $T_{пл}$. Плотность твердого фенола $\rho_{тв}$ при атмосферном давлении составляет $1{,}072\cdot10^3$ кг/м^3, а жидкого $\rho_ж = 1{,}056\cdot10^3$ кг/м^3; теплота плавления $\Delta H_{пл} = 1{,}045\cdot10^5$ Дж/кг; температура замерзания 314,2 К. Определим dP/dT и температуру плавления при $P = 5{,}065\cdot10^7$ Па:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{\Delta H_{пл}}{T\Delta V} \quad ; \quad \Delta V = \frac{1}{\rho_ж} - \frac{1}{\rho_{тв}} = \frac{1}{1{,}056\cdot10^3} - \frac{1}{1{,}072\cdot10^3} = 0{,}015\cdot10^{-3}$$

$$\frac{dP}{dT} = \frac{1{,}045\cdot10^5}{314{,}2\cdot0{,}015\cdot10^{-3}} = 2{,}215\cdot10^7 \ \ Па/К; \ \frac{dP}{dT} = 4{,}525\cdot10^{-8} \ \ К/Па$$

Прирост температуры плавления при повышении давления на 1 атм ($1{,}013\cdot10^5$Па) составляет $4{,}525\cdot10^{-8}$град/Па. При увеличении давления до $5{,}065\cdot10^7$Па температура плавления увеличивается на $\Delta T = (dT/dP)\Delta P = 4{,}525\cdot10^{-8}\cdot5{,}065\cdot10^7 = 2{,}29$ К, т.е. составит $T_{пл} = 314{,}2+2{,}29 = 316{,}49$ К.

Следует иметь в виду, что в процессе плавления у большинства веществ $V_ж > V_{тв}$, тогда $\Delta V > 0$ и при повышении давления $P\uparrow$ температура плавления повышается $T\uparrow$.

Однако, такие вещества как вода (H_2O), висмут (Bi), имеют объем твердой фазы $V_{тв}$ больше, чем объем жидкой фазы $V_ж < V_{тв}$. Тогда в процессе плавления этих веществ изменение мольного объема ΔV будет <0 и при повышении давления $P\uparrow$ температура плавления будет уменьшаться $T\downarrow$

ПРИМЕР 2. Скольжение коньков по льду обусловлено образованием в плоскости скольжения воды, которая выполняет роль жидкой смазки. Ранее считали, что образование воды происходит за счет плавления льда под давлением острого конька. Однако термодинамические расчеты по уравнению Клапейрона–Клаузиуса не подтверждают этого. Действительно, удельный объем воды (ж) и льда (тв) равны соответственно $V_ж^{уд} = 10^{-3}$ м^3/кг и $V_{тв}^{уд} = 1{,}091\cdot10^{-3}$ м^3/кг; теплота плавления $\Delta H_{пл} = 332{,}4$ кДж/кг:

Решение:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{\Delta H_{пл}}{T(V_ж^{уд} - V_{тв}^{уд})} = \frac{332{,}4\cdot10^3}{273\cdot(1{,}0 - 1{,}091)\cdot10^{-3}} = -1{,}34\cdot10^7 \ \ Па/К$$

Это значение показывает, что для понижения температуры таяния льда на один градус Кельвина необходимо увеличить давление на $1{,}34\cdot10^7$Па, т.е. примерно на 134 атмосферы, что нереально, поскольку такое давление лед не выдерживает – трескается.

Таяние льда происходит в основном в результате трения и превращения работы в теплоту при скольжении конька по льду, а не за счет повышения давления на лед.

Уравнение для процесса испарения $\Delta H_{исп} = T\frac{dP}{dT}(V_п - V_{жс})$ можно представить в интегральном виде. Мольный объем пара значительно превосходит мольный объем жидкости, $V_п >> V_ж$, т.е. величиной $V_ж$ можно пренебречь. Тогда уравнение Клапейрона–Клаузиуса запишется в виде:

$$\frac{dT}{dP}=\frac{T\Delta V}{\Delta H_{исп}} \quad ; \quad \frac{dP}{dT}=\frac{\Delta H_{исп}}{T\cdot V_n}$$

$$\Delta V = V_n - V_{ж} \; ; \; V_{ж}=0 \Rightarrow \Delta V = V_n$$

$$\Rightarrow V=\frac{RT}{P} \quad (V_п = V),$$

Пар подчиняется законам идеального газа: PV=RT

тогда $\frac{dP}{dT}=\frac{\Delta H_{исп}\cdot P}{T\cdot RT}$, преобразуем уравнение, переставляя давление P в левую часть уравнения, adTв правую часть. Получаем:

$$\frac{dP}{dT}=\frac{\Delta H_{исп}}{RT^2}dT$$

или

$$\frac{d\ln P}{dT}=\frac{\Delta H_{исп}}{RT^2} \Rightarrow d\ln P=\frac{\Delta H_{исп}}{RT^2}dT \quad (1)$$

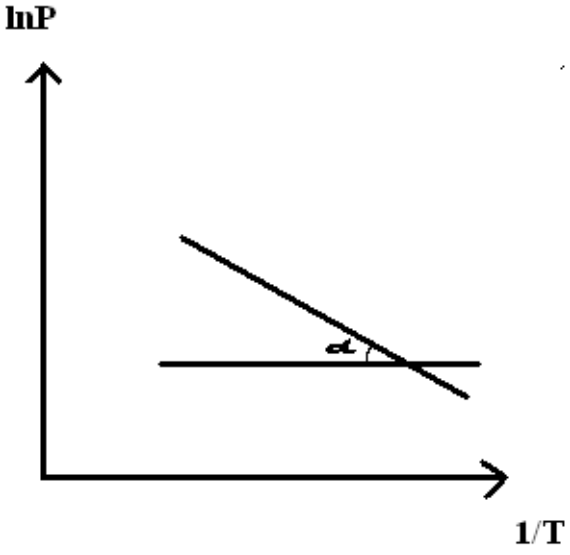
Проведем интегрирование уравнения (1) в пределах от T_1до T_2и соответственно от P_1до P_2при условии, что в области невысоких давлений пара $\Delta H_{исп} \approx const$; в результате интегрирования получим:

$$\int_{P_1}^{P_2} d\ln P=\frac{\Delta H_{исп}}{R}\int_{T_1}^{T_2}\frac{dT}{T^2}$$

$\Delta H_{исп}/R = const$, выносим за знак интеграла

$$\ln\frac{P_2}{P_1}=\frac{\Delta H_{исп}}{R}\left[\frac{1}{T_1}-\frac{1}{T_2}\right] \quad (2)$$

При помощи уравнения (2) можно графически определить значения теплоты испарения, если известны давления P_1и P_2и соответствующие им температуры испарения T_1и T_2. Для этого необходимо отложить на оси абсцисс значения обратной температуры, а на оси ординат –lnP.



Зависимость lnPот 1/T будет линейной, а тангенс угла наклона этой прямой равен

$$tg\alpha=-\frac{\Delta H_{исп}}{R}$$, т.е. $\Delta H_{исп}=-Rtg\alpha$, а $$tg\alpha=\frac{\Delta\ln P}{\Delta\frac{1}{T}}$$

Расчетные значения $\Delta H_{исп}$получаются с достаточной для практики точностью, не уступающей точности непосредственного измерения. Возможно использование уравнения (2) для обратного расчета, когда по значению $\Delta H_{исп}$ определяют изменение давления при изменении температуры в процессе испарения.

Теплоту фазовых переходов можно определить и по величине стандартной энтальпии образования, в зависимости от фазового состояния продуктов реакции.

Пример. Лучше всего это показать на примере теплоты образования воды из газообразных кислорода и водорода, которая составляет

$$H_{2(г)}+1/2O_{2(г)}=H_2O_{(г),(ж),(тв)}$$

для водяного пара $\Delta H_{(г)}^0$= -241,82 кДж/моль; для воды в жидком состоянии $\Delta H_{(ж)}^0$= -285,83 кДж/моль; для льда $\Delta H_{(тв)}^0$= -291,82 кДж/моль. Теплота конденсации воды равна:

$$\Delta H_{кон}^0 = \Delta H_{(ж)}^0 - \Delta H_{(г)}^0 = -285{,}83 - (-241{,}82) = -44{,}01 \quad кДж/моль$$

а теплота превращения воды в лед:

$$\Delta H_{затв} = \Delta H_{(тв)}^0 - \Delta H_{(ж)}^0 = -291{,}82 - (-285{,}83) = -5{,}99 \quad кДж/моль$$

Как видно, тепловой эффект фазовых переходов значительно меньше теплоты образования веществ.

В результате фазовых переходов происходит изменение энтропии. Такие изменения в зависимости от температуры представим на рисунке.

Как известно, энтропия идеального кристалла при абсолютном нуле равна нулю. С ростом температуры атомы (ионы) флуктуировать относительно равновесного положения, число возможных способов их размещения растет, и энтропия увеличивается ($\Delta S>0$). При достижении температуры плавления (точка А на рисунке) кристаллическая решетка разрушается скачкообразно (отрезок АБ), увеличивается термодинамическая вероятность системыW, а в соответствии с формулойS=k·lnW(гдеk– постоянная Больцмана) энтропия при переходе от твердого в жидкое состояние растет. Более значительный скачок энтропии имеет место при переходе из жидкого состояния в газообразное (отрезок ВГ), когда ближний порядок расположения частиц друг относительно друга нарушается, и движение частиц становится хаотичным.

Пример. Оценим скачок энтропии на примере фазовых переходов воды:

$$H_2O_{(тв)} \xrightarrow{\Delta S_{пл}^0} H_2O_{(ж)} \xrightarrow{\Delta S_{исп}^0} H_2O_{(г)},$$

когда известны стандартные абсолютные значения энтропии $S_{тв}^0$=39,4;$S_ж^0$=69,9;$S_г^0$=188,7 Дж/(моль·К).

Тогда имеем

$$\Delta S_{пл}^0 = S_{ж}^0 - S_{тв}^0 = 69{,}9 - 39{,}4 = 30{,}5 \quad Дж/(моль \cdot K)$$

$$\Delta S_{исп}^0 = S_{г}^0 - S_{ж}^0 = 188{,}7 - 69{,}9 = 118{,}8 \quad Дж/(моль \cdot K)$$

В соответствии с рисунком для воды $S_{тв}^0 < S_{ж}^0 < S_{г}^0$, а $\Delta S_{исп}^0 > \Delta S_{пл}^0$.

По известной энтальпии фазового перехода можно рассчитать изменение энтропии в соответствии с формулой $\frac{dP}{dT} = \frac{\Delta H_{пер}}{T\Delta V}$.

Пример. Вычислим изменение энтропии в процессе парообразования 1 моля этилхлорида при 12,3^{0}С, когда теплота испарения $\Delta H_{исп}$=24,16 кДж/моль.

$$\Delta S_{исп} = S^2_{C_2H_5Cl} - S^*_{C_2H_5Cl} = \Delta H_{исп} / T_{кип}$$

$$\Delta S_{исп} = \frac{24{,}16 \cdot 10^3}{12{,}3 + 273{,}15} = 84{,}64 \ \ Дж/(моль \cdot K)$$

Молекулярная масса $M_{C_2H_5Cl} = 64{,}5$ г/моль.

Мы рассматривали лишь фазовые переходы I рода. При фазовых переходах I рода свойства веществ, выражаемые, например, через химический потенциал, первыми производными одной из характеристических функций, изменяются скачком при непрерывном изменении соответствующих параметров: температуры, давления, объема и энтропии. При этом выделяется или поглощается теплота перехода $\Delta H_{пер}$ в соответствии с уравнением Клапейрона–Клаузиуса.

Кроме них, однако, существуют фазовые переходы II рода. Они не сопровождаются выделением или поглощением теплоты, для них уравнение Клапейрона–Клаузиуса теряет смысл. Эти переходы характеризуют изменения в системе, которые не определяются объемом и запасом энергии. В этом случае первые производные одной из характеристических функций непрерывны, а вторые производные (например, теплоемкость) изменяются скачком. К фазовым переходам II рода относятся переходы парамагнетика в ферромагнетик, диэлектрика в сегнетоэлектрик, а также процессы возникновения сверхтекучести, сверхпроводимости и др.

В настоящее время насчитывается около 400 твердых минералов, для которых наблюдаются фазовые переходы II рода: рутил, анатаз, алмаз и особенно кварц, который имеет семь модификаций, причем наряду с фазовыми переходами I рода наблюдаются фазовые переходы II рода. Так, при 573^0C и переходе модификации кварца $\beta \Leftrightarrow \alpha$ теплоемкость и коэффициент линейного расширения изменяются скачкообразно (I род), но при этом поглощается теплота 10,9 кДж/моль (II род).

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.
7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1. Что происходит при фазовых переходах 1 рода?
2. Что происходит при фазовых переходах 2 рода?

Практическое занятие № 14

Тема: Характеристика теплопроводности и теплопередачи через плоскую стенку.

Цель: Изучить теплопередачи через плоскую стенку.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Дать определение теплопередачи.
3. Описать примеры теплопередачи.
4. Вывести уравнение теплопередачи через плоскую стенку.

Теплопередачей называется передача теплоты от горячего теплоносителя к холодному теплоносителю через стенку, разделяющую эти теплоносители. Примерами **теплопередачи** являются:

1. передача теплоты от греющей воды нагревательных элементов (отопительных систем) к воздуху помещения;
2. передача теплоты от дымовых газов к воде через стенки кипятильных труб в паровых котлах;
3. передача теплоты от раскаленных газов к охлаждающей воде (жидкости) через стенку цилиндра двигателя внутреннего сгорания;
4. передача теплоты от внутреннего воздуха помещения к наружному воздуху и т. д.

При этом ограждающая стенка является проводником теплоты, через которую теплота передается теплопроводностью, а от стенки к окружающей среде конвекцией и излучением. Поэтому *процесс теплопередачи* является сложным процессом *теплообмена*.

При передаче теплоты от стенки к окружающей среде в основном преобладает *конвективный теплообмен*, поэтому будут рассматриваться такие задачи.

1). Теплопередача через плоскую стенку.

Рассмотрим однослойную плоскую стенку толщиной d и теплопроводностью l (рис12.1).

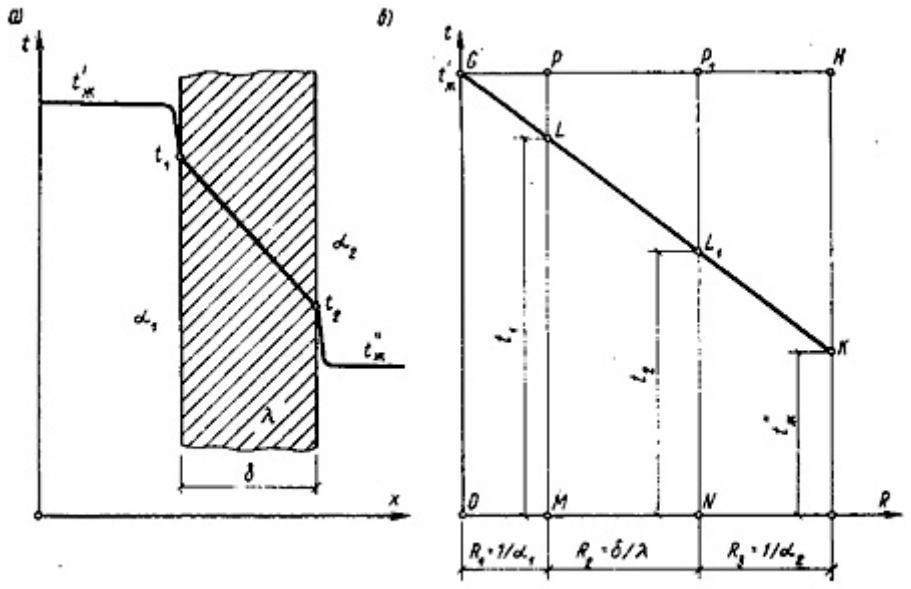


Рис. 12.1. Схема теплопередачи между двумя жидкостями через плоскую стенку (*а*) и графический способ определения температурного поля в стенке (*б*)

Температура горячей жидкости (среды) $t'_ж$, холодной жидкости (среды) $t''_ж$. Количество теплоты, переданной от горячей жидкости (среды) к стенке по закону Ньютона-Рихмана имеет вид:

$Q = a_1 \cdot (t'_ж – t_1) \cdot F$, (12.1)

где a_1 – коэффициент теплоотдачи от горячей среды с температурой $t'_ж$ к поверхности стенки• с температурой t_1;
F – расчетная поверхность плоской стенки.
Тепловой поток, переданный через стенку определяется по уравнению:

$Q = l/d \cdot (t_1 – t_2) \cdot F$. (12.2)

Тепловой поток от второй поверхности стенки к холодной среде определяется по формуле:

$Q = б_2 \cdot (t_2 - t''_ж) \cdot F$, (12.3)

где a_2 – коэффициент теплоотдачи от второй поверхности стенки к холодной среде с температурой $t''_ж$.
Решая эти три уравнения получаем:

$Q = (t'_ж – t''_ж) • F • К$, (12.4)

где $К = 1 / (1/a_1 + / l + 1/a_2)$ – *коэффициент теплопередачи*, (12.5)
или

$R_0 = 1/К = (1/a_1 + d/l + 1/a_2)$ – *полное термическое сопротивление теплопередачи* через однослойную плоскую стенку. (12.6)

$1/a_1$, $1/a_2$ – термические сопротивления теплоотдачи поверхностей стенки;
d/l - термическое сопротивление стенки.
Для многослойной плоской стенки полное термическое сопротивление будет определяться по следующей формуле:

$R_0 = (1/a_1 + d_1/l_1 + d_2/l_2 + … + d_n/l_n + 1/a_2)$, (12.7)

а коэффициент теплопередачи:

$К = 1 / (1/a_1 + d_1/l_1 + d_2/l_2 + … + d_n/l_n + 1/a_2)$, (12.8)

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.
7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1. Что называют *теплопередачей?*
2. Объясните, почему при передаче теплоты от стенки к окружающей среде в основном преобладает *конвективный теплообмен.*

Практическое занятие № 15

Тема: Характеристика теплопроводности и теплопередачи через цилиндрическую стенку.

Цель: Изучить теплопередачи через цилиндрическую стенку.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Дать определение тепловому потоку и записать его формулу
3. Зарисовать рис. 3.2
4. Записать решение задачи.

В расчетах теплопередачи через стенку цилиндрической формы удобно использовать тепловой поток, отнесенный к единице длины цилиндрической стенки – линейную плотность **<u>теплового потока</u>:**

$q_\ell = Q / \ell$,

где Q – тепловой поток, Вт; ℓ – длина цилиндрической стенки, м.

Расчетная схема теплопередачи через цилиндрическую стенку приведена на рис.3.2. Рассмотрим прямую постановку задачи расчета теплопередачи, в результате решения которой найдем линейную плотность теплового потока и неизвестные по условию задачи температуры. Идея вывода расчетных формул теплопередачи через цилиндрическую стенку совпадает с выводом формул теплопередачи через плоскую стенку. Поэтому вывод приведем с минимальными пояснениями.

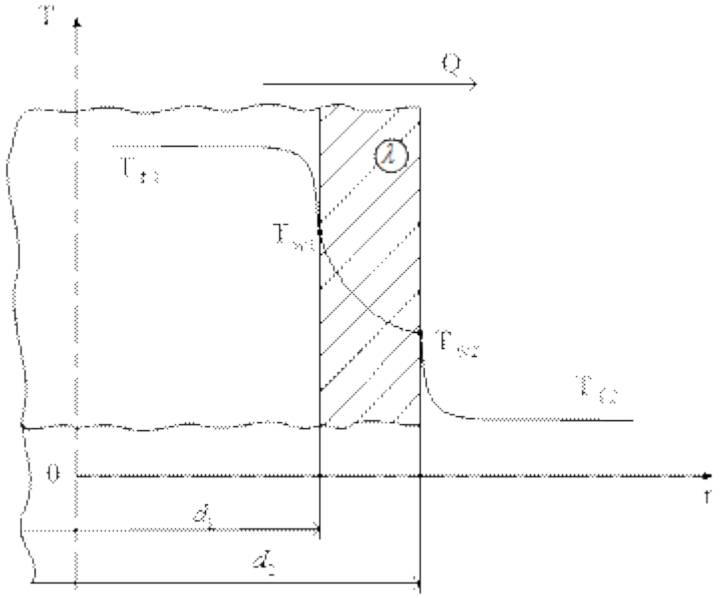


Рис. 3.2. Теплопередача через цилиндрическую стенку

Краткая форма записи условий прямой задачи теплопередачи имеет вид:

Дано: d_1, d_2, λ, α_1, α_2, T_{f1}, T_{f2}

Найти: q_ℓ, T_{w1} и T_{w2}

Запишем формулы для расчета линейной плотности теплового потока на всех трех участка теплопередачи:

- на 1-ом участке – участке теплоотдачи ($f_1 - w_1$):

$$q_\ell = \alpha_1 \cdot (T_{f1} - T_{w1}) \cdot \pi \cdot d_1 \Rightarrow T_{f1} - T_{w1} = q_\ell \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_1};$$

- на 2-ом участке – участке теплопроводности ($w_1 - w_2$):

$$q_\ell = \frac{\pi \cdot (T_{w1} - T_{w2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \Rightarrow T_{w1} - T_{w2} = q_\ell \cdot \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1},$$

- на 3-ем участке – участке теплоотдачи ($w_2 - f_2$):

$$q = \alpha_2 \cdot (T_{w2} - T_{f2}) \cdot \pi \cdot d_2 \Rightarrow T_{w2} - T_{w1} = q_\ell \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot \pi \cdot d_2},$$

Суммируя перепады температур на всех трех участках теплопередачи, после несложных алгебраических преобразований получаем выражение для расчета линейной плотности теплового потока через цилиндрическую стенку стенку:

$$q_\ell = \frac{\pi \cdot (T_{f1} - T_{f2})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} = k_\ell \cdot \pi \cdot (T_{f1} - T_{f2}) = \frac{\pi \cdot (T_{f1} - T_{f2})}{R_\ell},$$

где k_ℓ – линейный коэффициент теплопередачи через цилиндрическую стенку, Вт/(м·К); R_ℓ – линейное термическое сопротивление теплопередаче через стенку цилиндрической формы, (м·град)/Вт. Из анализа последней формулы следует, что k_ℓ и R_ℓ рассчитываются по формулам:

$$k_\ell = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \quad R_\ell = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}.$$

Линейное термическое сопротивление теплопередачи равно сумме линейного термического сопротивления теплоотдачи от горячего флюида к стенке ($R_{\ell,1} = 1/(\alpha_1 \cdot d_1)$), линейного термического сопротивления теплопроводности цилиндрической стенки ($R_{\ell,2} = 1/(2\lambda) \cdot \ln d_2 / d_1$) и линейного термического сопротивления теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю ($R_{\ell,3} = 1/(\alpha_2 \cdot d_2)$).

Линейное термическое сопротивление для цилиндрической стенки, состоящей из **n** слоев разной толщины и с разными физическими свойствами рассчитывается по формуле:

$$R_\ell = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}},$$

в которой λ_i – коэффициент теплопроводности i-го слоя, а d_i и d_{i+1} – внутренний и наружный диаметры i-го слоя цилиндрической стенки.

При теплопередаче через цилиндрическую стенку также следует, что перепады температур на участках теплообмена прямо пропорциональны линейным термическим сопротивлениям этих участков:

$$\Delta T_1 : \Delta T_2 : \Delta T_3 = R_{\ell,1} : R_{\ell,2} : R_{\ell,3}.$$

Для расчета неизвестных температур T_{w1} и T_{w2} необходимо выбрать участок теплообмена таким образом, чтобы на его границах одна температура была известна, а другая искомая. Например, если для расчета температуры T_{w1} выберем температуру T_{f1}

, а для расчета температуры $T_{w,2}$ – температуру холодного флюида $T_{f,2}$, то получим

$$q_\ell = \frac{\pi(T_{f,1} - T_{w,1})}{R_{\ell,1}} \quad \Rightarrow \quad T_{w,1} = T_{f,1} - q_\ell \cdot \frac{R_{\ell,1}}{\pi};$$

$$q_\ell = \frac{\pi(T_{w,2} - T_{f,2})}{R_{\ell,3}} \quad \Rightarrow \quad T_{w,2} = T_{f,2} + q_\ell \cdot \frac{R_{\ell,3}}{\pi}.$$

Упрощенный метод расчёта теплопередачи через цилиндрическую стенку

Для цилиндрических стенок, у которых отношение диаметров меньше двух $d_2/d_1 \le 2$ теплопередачу через стенку цилиндрической формы можно рассчитать по формулам теплопередачи для плоской стенки с погрешностью менее 4%. При таком отношении диаметров функцию $\ln(d_2/d_1)$ можно разложить в ряд

$$\ln\frac{d_2}{d_1} = \left(\frac{d_2}{d_1} - 1\right) - \frac{\left(\frac{d_2}{d_1} - 1\right)^2}{2} + \frac{\left(\frac{d_2}{d_1} - 1\right)^3}{3} - \frac{\left(\frac{d_2}{d_1} - 1\right)^4}{4} \dots$$

Учитывая в расчетах только первый член ряда, получим:

$$\ln\frac{d_2}{d_1} = \frac{d_2}{d_1} - 1 \quad \text{или} \quad \ln\frac{d_2}{d_1} = \frac{d_2}{d_1} - 1 = \frac{d_2 - d_1}{d_1} = \frac{2\cdot\delta}{d_1}.$$

Подставим значение $\ln(d_2/d_1)$ в формулу расчета линейной плотности теплового потока через цилиндрическую стенку:

$$q_\ell = \frac{\pi(T_{w1} - T_{w2})}{\frac{2\cdot\delta}{2\cdot\lambda\cdot d_1}} = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\frac{\delta}{\lambda}}\pi d_1 = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\frac{\delta}{\lambda}} \cdot F^*,$$

где $F^* = \pi \cdot d^* \cdot \ell$ – площадь боковой поверхности цилиндрической стенки.

Погрешность упрощенного расчета можно уменьшить, если в качестве расчётного диаметра d^* принимать диаметр со стороны меньшего значения коэффициента теплоотдачи (меньшего из α):

а) если $\alpha_1 >> \alpha_2 \Rightarrow d^* = d_2$;

б) если $\alpha_2 >> \alpha_1 \Rightarrow d^* = d_1$;

в) если $\alpha_1 \approx \alpha_2$ (одного порядка) Þ $d^* = \frac{d_1 + d_2}{2}$.

Тепловой поток теплопередачи через цилиндрическую стенку в этом случае равен:

$$Q = k_\ell \pi \Delta T \ell \approx k \Delta T \pi d^* \ell,$$

где k_ℓ – линейный коэффициент теплопередачи через цилиндрическую стенку; k – коэффициент теплопередачи через плоскую стенку; $\Delta T = T_{f,1} - T_{f,2}$ – перепад температур между горячим и холодным флюидами.

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.

4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .- 190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Уравнение температурного поля для цилиндрической стенки.
2. Теплопроводность через однослойную цилиндрическую стенку – вывод уравнения.
3. Каков закон изменения температуры в цилиндрической стенке?

Практическое занятие № 16

Тема: Характеристика теплопроводности и теплопередачи через шаровую стенку.

Цель: Изучить теплопередачи через шаровую стенку.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Зарисовать рис. 6
3. Вывести формулу теплопередачи шаровой стенки

Пусть имеется полый шар с внутренним и внешним радиусами соответственно $г_1$ и $г_2$ коэффициент теплопроводности *I* которого постоянен. При заданных граничных условиях третьего рода будут также определены коэффициенты теплоотдачи на поверхностях шара a_1 и a_2 и температуры внутренней и внешней сред соответственно $Тж_1$ и $Тж_2$. Коэффициенты a_1,a_2 будут постоянными во времени, а температуры $Тж_1$,$Тж_2$ – постоянными и во времени, и по поверхностям. (рис. 6). Изотермические поверхности представляют собой концентрические шаровые поверхности.

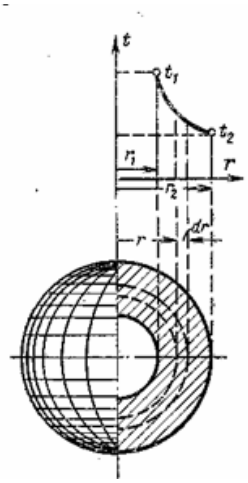


Рисунок 6 - Теплопроводность через шаровую однородную стенку

Согласно закону Фурье тепловой поток, проходящий через этот слой, равен

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dr} = -4\pi r^2 \lambda \frac{dt}{dr} \quad (44)$$

При стационарном режиме теплопередачи полный тепловой поток Q, переданный через однородную сферическую стенку от горячей среды к холодной, будет постоянным для всех изотермических поверхностей и может быть определен тремя уравнениями.

$$Q = \pi d_1^2 a_1 (Тж_1 - T_1),$$

$$Q = \frac{2\pi\lambda}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} (T_1 - T_2),$$

$$Q = \pi d_2^2 a_2 (T_2 - Тж_2),$$

где d_1,d_2 – внутренний и наружный диаметры шара;

a_1,a_2 коэффициенты теплоотдачи от горячей среды к стенке и от стенки к холодной среде;

I– коэффициент теплопроводности материала стенки;

T_1,T_2 – температуры внутренней и наружной стенок.

где DT = $Тж_1 – Тж_2$ – полный температурный напор;

$K_ш$ – коэффициент теплопередачи шаровой стенки (Вт/град).

$$K_ш = \frac{1}{\frac{1}{a_1 d_1^2} + \frac{1}{2\lambda}\left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}\right) + \frac{1}{a_2 d_2^2}}.$$

Величина обратная $K_ш$ называется **термическим сопротивлением теплопередачи шаровой стенки:**

$$R_ш = \frac{1}{K_ш} = \frac{1}{a_1 d_1^2} + \frac{1}{2\lambda}\left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}\right) + \frac{1}{a_2 d_2^2}.$$

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Чему равно уравнение теплопередачи шаровой стенки?

Практическое занятие № 17

Тема: Характеристика теплоотдачи пластины при ламинарном пограничном слое.

Цель: При помощи дифференциального уравнения движения вязкой жидкости Навье–Стокса, вывести уравнение теплоотдачи пластины при ламинарном пограничном слое.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Вывести уравнение теплоотдачи пластины при ламинарном пограничном слое

Установление физической картины обтекания пластины водным потоком и определение величины сопротивления воды движению пластины представляет практический интерес, поскольку, во–первых, по сопротивлению трения технически гладкой пластины рассчитывается сопротивление трения судов, плотов, лесотранспортных единиц; во–вторых, на лесосплаве обтекание лесонаправляющих, лесозадерживающих сооружений, рейдовых наплавных сооружений, отдельных узлов сплоточных и формировочных машин несколько подобно обтеканию плоских пластин.

Величина сопротивления трения может быть определена аналитическим путем, и в то же время результаты такого решения наиболее полно поддаются экспериментальной проверке, поскольку сопротивление трения плоской пластины является полным ее сопротивлением.

Рассмотрим расчет сопротивления пластины при ее ламинарном обтекании. Для аналитического исследования движения жидкости в пограничном слое при обтекании пластины установившимся ламинарным потоком могут быть использованы дифференциальные уравнения движения вязкой жидкости Навье–Стокса, записанные в следующем виде:

$$\left.\begin{aligned} &\upsilon_x\frac{\partial\upsilon_x}{\partial x}+\upsilon_y\frac{\partial\upsilon_y}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x}+\nu\frac{\partial^2\upsilon_x}{\partial y^2}\\ &\frac{\partial\upsilon_x}{\partial x}+\frac{\partial\upsilon_y}{\partial y}=0,\ \frac{\partial P}{\partial y}=0, \end{aligned}\right\} \quad (7.31)$$

где x – абсцисса, отсчитываемая вдоль поверхности тела;

y – ордината по нормали к поверхности тела.

Эта система уравнений называется уравнениями Прандтля для пограничного слоя (ламинарного).

В уравнениях (7.31) u_x, u_y – неизвестные функции от X, Y; P – известная функция от X,

которая определяется по значениям давления потенциального потока в точках внешней границы пограничного слоя. Для интегрирования уравнений (7.31) введем функцию тока y,удовлетворяющую уравнению неразрывности, т.е. второму уравнению системы (7.31). Тогда компоненты скорости ux, и uy через функцию тока уопределяются по формулам:

$$\upsilon_x = \frac{\partial \psi}{\partial y} \upsilon_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x}.$$

С учетом этих выражений первое уравнение системы (7.31) запишем в таком виде:

$$\frac{\partial \psi}{\partial y}\frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial y} - \frac{\partial \psi}{\partial y}\frac{\partial^2 \psi}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x} + \nu\frac{\partial^3 \psi}{\partial y^3}. \quad (7.32)$$

Поскольку градиент давления в направлении нормали к стенке $\frac{\partial p}{\partial y}$ очень мал по сравнению с величиной $\frac{\partial p}{\partial x}$, то изменение в поперечном направлении пограничного слоя можно с достаточной степенью точности не учитывать и принимать давление по толщине слоя практически постоянным и равным давлению на его внешней границе, следовательно $\frac{\partial p}{\partial y}$, .

Для плоской пластины продольный перепад давления $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$, поэтому уравнение (7.32) принимает вид:

$$\frac{\partial \psi}{\partial y}\frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial y} - \frac{\partial \psi}{\partial x}\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} - \nu\frac{\partial^3 \psi}{\partial y^3} = 0. \quad (7.33)$$

При решении задачи следует учитывать граничные условия, согласно которым на поверхности пластины наблюдается прилипание частиц жидкости, т.е. $u_x = u_y = 0$, и следовательно, y = 0,

$\frac{\partial \psi}{\partial x} = \frac{\partial \psi}{\partial y} = 0$ при y = 0, x > 0.

На бесконечном удалении от пластины скорость стремится к скорости набегающего потока, т.е. ux ® u и следовательно, y = 0,

$\frac{\partial \psi}{\partial y} \to \upsilon$ при y ® ¥.

Для решения уравнения (7.33) введем безразмерные характеристики. Параметры потока около пластины зависят от координат x и y, скорости u и вязкости жидкости n. Безразмерные координаты x, z, определяемые названными характерными величинами, имеют вид [63]

$$\xi = y\sqrt{\frac{\upsilon_x}{\partial x}}\zeta = \frac{\psi}{\sqrt{\nu ux}}$$

С помощью введенных переменных x, z Блазиусу удалось преобразовать исходное уравнение (7.33) к следующему виду

$$\frac{\partial\zeta}{\partial\xi}\frac{\partial^2\zeta}{\partial\xi^2} + 2\frac{\partial^3\zeta}{\partial\xi^3} = 0. \quad (7.34)$$

При интегрировании этого уравнения обычные граничные условия, согласно которым при y = 0 компоненты ux = 0 и uy = 0 и при u = ¥ скоростьux = u, переходят в такие условия, когда при x = 0 переменная z и ее первая производная по x становятся равными нулю, а при z = ¥ первая производная от z по x равной единице.

В результате интегрирования уравнения (7.34) может быть получена зависимость ux =f(y), по которой из формулы

$$\tau = \mu\left[\frac{d\upsilon_x}{dy}\right]_{y=0}$$

можно определить касательное напряжение непосредственно у поверхности пластины

$$\tau = 0{,}332\sqrt{\frac{\mu\rho\upsilon^3}{x}}, \quad (7.35)$$

где m и r – коэффициент вязкости и плотности жидкости;

u – скорость внешнего потока, которая для плоской пластины постоянна по ее длине;

x – расстояние от носовой части пластины.

Полное сопротивление пластины длиной l и шириной b, омываемой потоком с обеих сторон, вычислим по формуле:

$$R_{TP} = 2b\int_0^l \tau dx = 0{,}664b\sqrt{\mu\rho\upsilon^2}\int_0^l \frac{dx}{\sqrt{x}}.$$

Откуда после интегрирования получим сопротивление трения пластины, обтекаемой ламинарным потоком

$$R_{TP} = 1{,}328b\sqrt{\mu\rho\upsilon l}. \quad (7.36)$$

Величину сопротивления трения можно представить по аналогии с формулой (7.16) в виде

$$R_{TP} = \zeta_{TP}\Omega\frac{\rho\upsilon}{2} = \zeta_{TP}lb\rho\upsilon^2, \quad (7.37)$$

где коэффициент сопротивления трения при ламинарном обтекании будет равен

$$\zeta_{тр} = \frac{1{,}328b\sqrt{\mu\rho v^3 l}}{lb\rho v^2} = 1{,}328\sqrt{\frac{\nu}{vl}}, \quad (7.38)$$

но так как $\frac{\nu}{vl} = \mathrm{Re}^{-1}$, окончательно имеем $\zeta_{тр} = \frac{1{,}328}{\sqrt{\mathrm{Re}}}$. (7.39)

Значения коэффициентов сопротивления трения, рассчитанные по этой формуле, соответствуют результатам опытов с тонкими пластинами при числах Рейнольдса (3 – 5,0)×105, и в этих случаях формулу можно использовать при технических расчетах.

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Чему равно уравнение теплоотдачи пластины при ламинарном пограничном слое?

Практическое занятие № 18

Тема: Характеристика теплоотдачи пластины при турбулентном пограничном слое

Цель: Изучить теплоотдачу пластины при турбулентном пограничном слое.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Описать, что происходит при теплоотдачи пластины при турбулентном пограничном слое

Тепловой пограничный слой– это слой жидкости у стенки, в пределах которого *температура* изменяется от значения, равного температуре стенки, до значения, равного температуре жидкости вдали от тела. Для области внутри теплового пограничного слоя справедливо условие *dt/dy>0*, а на внешней границе и вне его *dt/dy=0* и *t=0*.

Таким образом, все изменение температуры жидкости сосредоточивается в сравнительно тонком слое, непосредственно прилегающем к поверхности тела. Выполняется неравенство $k << l$, где k – толщина *теплового пограничного слоя*.
Толщины *гидродинамического* и *теплового пограничных слоев* δ и k в общем случае не

совпадают – это зависит от рода жидкости и некоторых параметров процесса течения и *теплообмена*.

Турбулентное течение существенно отличается от *ламинарного*. *Мгновенная скорость пульсирует* около некоторого среднего во времени значения. Отклонение мгновенной скорости *w* от средней во времени <*w*> называют *пульсациями скорости* или п*ульсационными скоростями w′*, при этом *w* = <*w*> + *w′*. Таким образом, *турбулентное движение* состоит как бы из регулярного течения, описываемого осредненными значениями скоростей, и из наложенного на него хаотического пульсационного течения при пульсациях скорости происходит перенос механической энергии. Если в потоке имеет место разность температур, то пульсации скорости приводят и к переносу теплоты, вследствие чего возникают пульсации температуры. Температура в определенной неподвижной точке турбулентного потока колеблется около некоторого среднего во времени значения <*t*>. Пульсация температуры *t'* связана с *t* и <*t*> уравнением *t* =<*t*> + *t'*.

В разные моменты времени компоненты скорости могут быть разными. Среднеинтегральное значение *плотности теплового потока* q_y, Дж/(м^2·с) переносимого в направлении за единицу времени через единицу контрольной поверхности, будет равно:

$$q_y = \frac{1}{\Delta t}\int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \rho C_p w t d\tau$$

Теплоотдача от жидкости к пластине определяется характером течения рабочего тела вдоль поверхности. Около пластины образуется пограничный слой, в котором движение может быть как *ламинарным*, так и *турбулентным*. Однако и при *турбулентном пограничном слое* у стенки имеется тонкий *ламинарный подслой*, представляющий собой главное *термическое сопротивление*.

При турбулентном режиме движения теплоноситель в канале весьма интенсивно перемешивается, и естественная конвекция не оказывает влияния на теплоотдачу. Для определения среднего коэффициента теплоотдачи при развитом турбулентном движении повсеместно используется критериальное уравнение М.А. Михеева.

$$Nu_{cp,d} = 0{,}021\,\mathrm{Re}_{cp,d}^{0,8}\,\mathrm{Pr}_{cp}^{0,43}\left(\mathrm{Pr}_{cp}/\mathrm{Pr}_{cm}\right)^{0,25} \quad (7.16)$$

Для воздуха эта формула упрощается:

$$Nu_{cp,d} = 0{,}018\,\mathrm{Re}_{cp,d}^{0,8} \quad (7.17)$$

Индексы у критериев теплового подобия „ *cp"* и „ *d "* показывают, что за определяющую температуру принята средняя температура теплоносителя по длине канала, а определяющий размер ─ эквивалентный диаметр канала. Уравнения (7.16) и (7.17) применимы для прямых гладких труб при (*l*/*d*)>50 в пределах *Re* = 1·10^4 ... 5·10^5 и *Pr* = 0,6 ... 2500.

Для переходного режима (от ламинарного к турбулентному) надежных критериальных уравнений нет. Для определения приближенного коэффициента теплоотдачи в этой области можно использовать уравнение, рекомендованное в.

$$Nu_{cp,d} = K\,\mathrm{Pr}_{cp}^{0,43}\left(\mathrm{Pr}_{cp}/\mathrm{Pr}_{cm}\right)^{0,25}, \quad (7.18)$$

где К определяют из табл. 7.1.

Т а б л и ц а 7.1

Re	2300	2500	2700	3000	3500	4000
K	3,6	4,9	5,9	7,5	10	12,2
Re	5000	6000	7000	8000	9000	10000
K	16,5	20	24	27	30	33

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Что называют тепловым пограничным слоем?
2. Чему равно критериальное уравнение М.А. Михеева?

Практическое занятие № 19

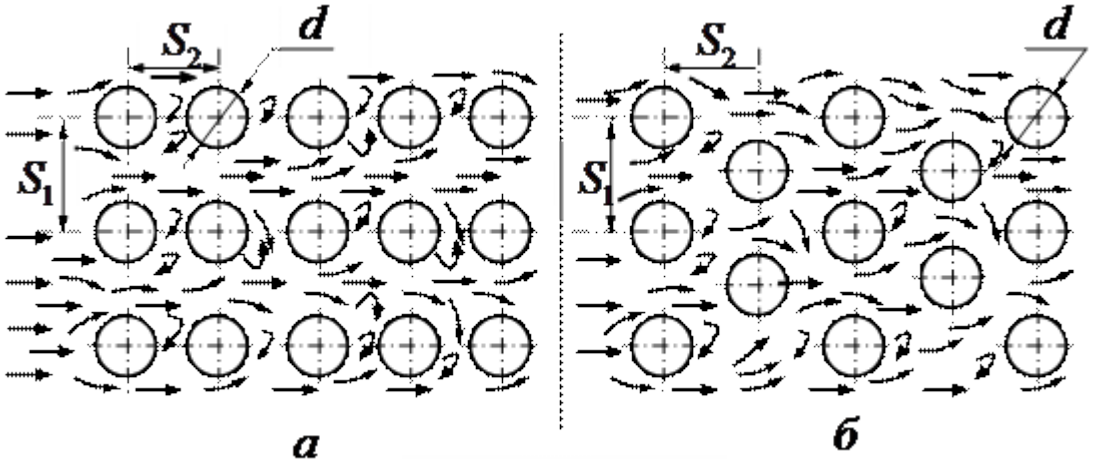
Тема: Характеристика теплоотдачи при внешнем обтекании одиночной трубы и трубных пучков.

Цель: Изучить теплоотдачи при внешнем обтекании одиночной трубы и трубных пучков.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Зарисовать два основных типа пучков труб: коридорный (*а*) и шахматный (*б*).
3. Описать все режимы и расчетные формулы.

Многие теплообменные аппараты представляют собой пучки поперечно омываемых труб. При этом различают два основных типа пучков труб: коридорный (*а*) и шахматный (*б*).



Каждый из пучков характеризуется внешним диаметром труб d, поперечным шагом S_1, продольным шагом S_2 и числом рядов труб по ходу движения жидкости Z.
Режим движения жидкости в пучке полностью определяется критерием $\mathrm{Re}_{ж,d} = \frac{w_{узк} d}{\nu}$, где $w_{узк}$ – скорость потока, отнесенная к самому узкому сечению. В зависимости от величины $\mathrm{Re}_{ж,d}$ различают:
а) **ламинарный режим**, когда $\mathrm{Re} < 10^3$. В этом случае при небольших значениях Re может наблюдаться плавное, безотрывное обтекание труб пучка;
б) **смешанный режим,** когда $\mathrm{Re} = 10^3 \ldots 10^5$. Здесь наблюдается смешанное течение жидкости: турбулентное в пространстве между трубами и ламинарное на лобовой поверхности труб;
в) **турбулентный режим** ($\mathrm{Re} > 10^5$), когда вся поверхность труб омывается турбулентным пограничным слоем.
Чаще всего на практике встречается **смешанный режим.** В этом случае первый ряд труб обоих пучков омывается так же, как и одиночная труба. Характер обтекания остальных труб в значительной мере зависит от типа пучка. В коридорном пучке между трубами образуются застойные зоны со слабой циркуляцией жидкости, поэтому лобовая и кормовая части этих труб омываются с меньшей интенсивностью: поток в основном проходит в продольных зазорах между трубами. В шахматном пучке характер обтекания труб второго и последующего рядов качественно мало отличается от обтекания труб первого ряда.
Отмеченные особенности обтекания труб, расположенных в пучках, отражаются на теплоотдаче. Для труб первого ряда обоих пучков и последующих рядов шахматного пучка максимум коэффициента α_φ наблюдается в лобовой точке А. Для глубинных рядов коридорного пучка, вследствие наличия застойных зон, максимум α_φ смещается на расстояние $\varphi \approx 50^o$. Исследование теплоотдачи показало, что с ростом номера ряда средний коэффициент теплоотдачи увеличивается. Однако, начиная с третьего ряда, интенсивность теплоотдачи остается практически постоянной, так как не изменяется структура потока.

Расчетные формулы. В результате обработки опытных данных для определения средних коэффициентов теплоотдачи ($\bar{\alpha}_{3p}$) для труб, начиная с третьего ряда, при смешанном режиме были получены следующие формулы:

• при коридорном расположении труб в пучке

$$\overline{Nu}_{ж,d} = 0,26\,\mathrm{Re}_{ж,d}^{0,65}\,\mathrm{Pr}_{ж}^{0,33}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Pr}_{c}}\right)^{0,25}\varepsilon_{s}\varepsilon_{\psi},$$

где ε_s – поправочный коэффициент, учитывающий густоту расположения труб в пучке, $\varepsilon_s = \left(S_2/d\right)^{-0,15}$;

• при шахматном расположении труб в пучке

$$\overline{Nu}_{ж,d} = 0,41\,\mathrm{Re}_{ж,d}^{0,6}\,\mathrm{Pr}_{ж}^{0,33}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Pr}_{c}}\right)^{0,25}\varepsilon_{s}\,\varepsilon_{\psi},$$

где при $\left(\frac{S_1}{S_2}\right) < 2$ $\varepsilon_s = \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{\frac{1}{6}}$, а при $\left(\frac{S_1}{S_2}\right) \geq 2$ $\varepsilon_S = 1,12$.

В формулах в качестве определяющих температуры, скорости и размера приняты: средняя температура потока; скорость потока в узком сечении; наружный диаметр труб. ε_ψ – поправка на угол атаки.

Из формул определяется коэффициент теплоотдачи для третьего и последующих рядов труб $\bar{\alpha}_{3p} = \frac{\overline{Nu}\,\lambda}{d}$.

Средний коэффициент теплоотдачи для всего пучка в целом определяется по формуле

$$\bar{\alpha}_{пуч} = \frac{\bar{\alpha}_{1p} + \bar{\alpha}_{2p} + \bar{\alpha}_{3p}(Z-2)}{Z},$$

где Z – количество рядов труб по ходу потока жидкости. Коэффициенты теплоотдачи для труб первого $\bar{\alpha}_{1p}$ и второго $\bar{\alpha}_{2p}$ рядов определяются по следующим формулам:

• для коридорного пучка $\bar{\alpha}_{1p} = 0,6\,\bar{\alpha}_{3p}$; $\bar{\alpha}_{2p} = 0,9\,\bar{\alpha}_{3p}$;

• для шахматного пучка $\bar{\alpha}_{1p} = 0,6\,\bar{\alpha}_{3p}$; $\bar{\alpha}_{2p} = 0,7\,\bar{\alpha}_{3p}$.

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Какие режимы вы знаете??
2. Назовите формулы для шахматного и коридорного пучка?

Практическое занятие № 20

Тема: Характеристика теплоотдачи при течении жидкости в трубах и каналах

Цель: Изучить теплоотдачи при течении жидкости в трубах и каналах.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Зарисовать рис. 2.3
3. Описать все расчетные формулы.

При течении жидкости в трубе или канале на стенках образуется пограничный слой. В начале трубы возникает ламинарный пограничный слой, который после переходного участка переходит в турбулентный пограничный слой. Участок от входного сечения до сечения смыкания динамических пограничных слоёв, называется гидродинамическим начальным участком или участком гидродинамической стабилизации. На рисунке 2.3 длина этого участка имеет обозначение $l_{гну}$.

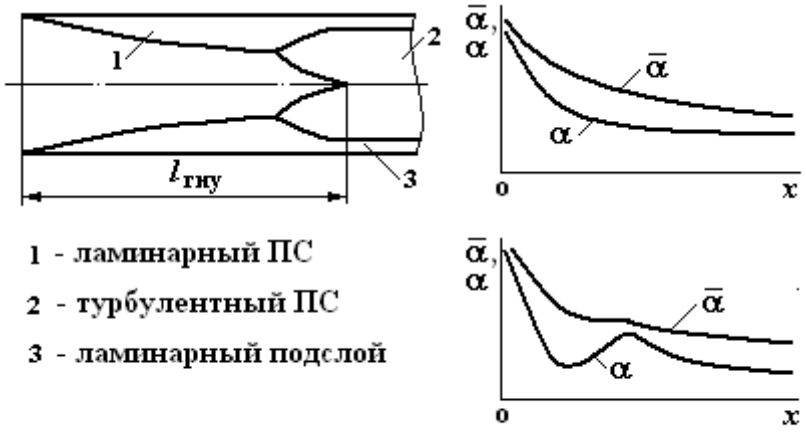
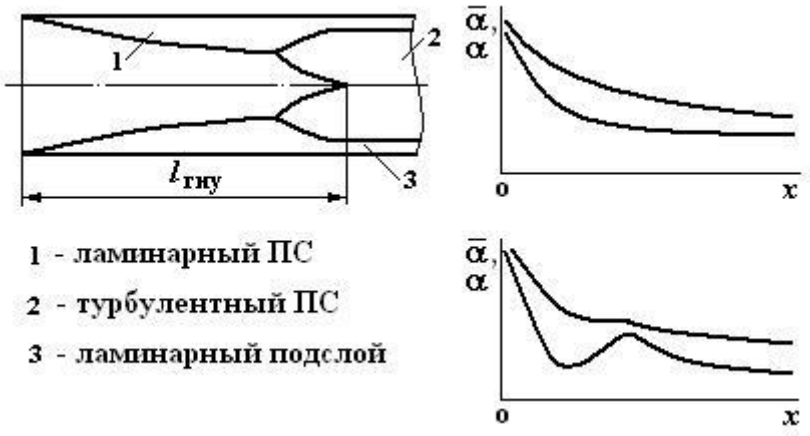


Рисунок 2.3



Тепловой начальный участок – это участок до сечения, в котором смыкаются тепловые пограничные слои.

В трубах при числе $Re = w_{ср} d/\nu < 2 \cdot 10^3$ наблюдается ламинарное течение. При сильной неизотермичности ламинарное течение может нарушиться гравитационной конвекцией. Поэтому среди неизотермических ламинарных течений различают вязкостный и вязкостно-гравитационный режимы течения. При числах Рэлея $Ra \le 8 \cdot 10^5$ течение будет вязкостным, а при $Ra > 8 \cdot 10^5$ - вязкостно-гравитационным. Здесь при вычислении числа Рэлея, равного

$$Ra = Gr\,Pr = \frac{g d^3}{\nu^2} \beta \Delta t\, Pr ,$$

разность температур и определяющая температура определяются по формулам:

$$\Delta t = \left| t_ж - t_w \right|, \qquad t_{опр} = \left(t_ж + t_w \right)/2 .$$

При числах $Re = 2 \cdot 10^3 \div 1 \cdot 10^4$ наблюдается переходный режим течения и теплообмена в трубе или канале. При числах $Re \ge 10^4$ поток становится турбулентным, но в начале трубы сохраняется участок с ламинарным пограничным слоем. При числе $Re > 1{,}5 \cdot 10^5$ длина ламинарного пограничного слоя становится очень малой. Поэтому турбулентный пограничный слой начинает формироваться практически с начала трубы или канала.

Изменение толщины и структуры пограничного слоя определяют изменение коэффициента теплоотдачи по длине трубы. На рисунке 2.3 (в правом верхнем углу) приведено изменение среднего $\bar{\alpha}$ и местного α коэффициентов теплоотдачи при неизменной по длине трубы структуре пограничного слоя. Если в начале трубы имеется ламинарный пограничный слой, то картина изменения величин $\bar{\alpha}$ и α будет соответствовать карине, показанной на рисунке 2.3 (в правом нижнем углу).

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Назовите формулы теплоотдачи при течении жидкости в трубах и каналах?

Практическое занятие № 21

Тема: Характеристика теплоотдачи при свободной конвекции.

Цель: Изучить теплоотдачи при свободной конвекции

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Зарисовать рис. 2 и 1.7
3. Описать все расчетные формулы.
4. Выписать определение свободной конвекции и ее виды.

Свободная (естественная) *конвекция* жидкости возникает вследствие разности плотностей нагретых и холодных частиц жидкости и *определяется физическими свойствами жидкости, ее объемом и разностями температур нагретых и холодных частиц.*

Различают свободную (естественную) конвекцию двух видов:

• свободную конвекцию в неограниченном пространстве;

• свободную конвекцию в узких прослойках (в ограниченном пространстве).

Свободная конвекция в неограниченном пространстве. При расчете коэффициента теплоотдачи в условиях естественной конвекции в неограниченном пространстве обычно пользуются зависимостью числа Нуссельта вида

$$Nu_m = A(Gr_m \cdot Pr_m)^n \quad . (1.29)$$

Значения коэффициента Аи показателя степени n для вертикальной и горизонтальной поверхностей в зависимости от произведения ($Gr_m \cdot Pr_m$) приведены ниже.

$Gr_m \cdot Pr_m$	A	n
$1 \cdot 10^{-3}$ - $5 \cdot 10^{2}$	1,18	0,125

$5 \cdot 10^2$ - $2 \cdot 10^7$ 0,54 0,25
$2 \cdot 10^7$ - $1 \cdot 10^{13}$ 0,135 0,33

Свободная конвекция в узких прослойках (в ограниченном пространстве).

В малом ограниченном пространстве (прослойки, щели, кольцевые каналы, полости для охлаждающей жидкости) явление нагревания и охлаждения жидкости протекают вблизи друг друга и разделить их невозможно (они влияют друг на друга) и поэтому весь процесс необходимо рассматривать в целом.

Вследствие ограниченности пространства и наличия восходящих и нисходящих потоков условия движения сильно усложняются. Они зависят как от формы и геометрических размеров канала, так от рода жидкости и интенсивности процесса теплообмена.

Около нагретой поверхности создается восходящее свободное движение, а около холодной нисходящее, которые зависят от Δt, Pr, формы, размера, объема и толщины слоя жидкости δ.

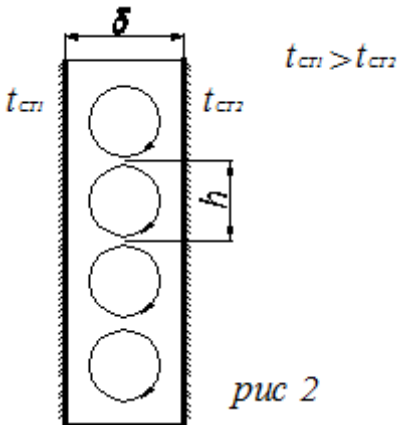


рис 2

Теплоотдача при вынужденной конвекции. Вынужденная (принудительная) конвекция жидкости возникает под действием внешних сил (вентилятора, насоса) и определяется физическими свойствами жидкости, ее скоростью, формой и размерами канала, в котором осуществляется движение.

Как известно, режим движения жидкости в зависимости от числа Рейнольдса (Re) может быть ***ламинарным, турбулентным*** или ***переходным*****.** Определяющими критериями процесса теплообмена при вынужденном движении являются:

• при турбулентном режиме - критерии Re и Pr;

• при ламинарном режиме - критерии Re, Pr и Gr.

При ламинарном режиме характер течения спокойный, слоистый, без перемешивания.

При турбулентном движении течение жидкости неупорядоченное, вихревое.

При турбулентном движении жидкости теплообмен происходит значительно интенсивнее, чем при ламинарном.

Теплообмен при поперечном обтекании тел. Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании тел зависит от физических свойств жидкости и скорости ее движения (числа Pr и Re). В отличие от свободной конвекции здесь существенное влияние оказывает форма обтекаемого тела, его ориентация в потоке, характер движения жидкости.

При нахождении среднего коэффициента теплоотдачи поперечно обтекаемого горизонтального цилиндра $\alpha = \frac{Nu\lambda}{d}$ используют следующие зависимости числа Нуссельта:

• при ламинарном течении жидкости $Re_ж < 10^2$:

$$Nu_ж = 0{,}5 \cdot Re_ж^{0{,}5} \, Pr_ж^{0{,}38} \left(\frac{Pr_ж}{Pr_c} \right)^{0{,}25}; \quad (1.30)$$

• при турбулентном течении $10^2 < Re_ж < 2 \cdot 10^5$:

$$Nu_ж = 0{,}25 \cdot Re_ж^{0{,}6} \, Pr_ж^{0{,}38} \left(\frac{Pr_ж}{Pr_c} \right)^{0{,}25}. \quad (1.31)$$

На коэффициент теплоотдачи оказывает влияние угол атаки Ψ (ориентация цилиндра в потоке). С уменьшением угла атаки уменьшается интенсивность теплообмена, поэтому полученные по формулам (1.30) и (1.31) значения коэффициента теплоотдачи умножают на поправочный коэффициент ε_ψ, который определяется из рис. 1.7.

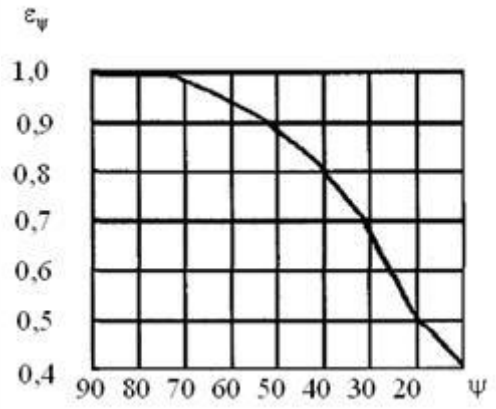


Рис.1.7. Зависимость между поправкой ε_ψ и углом атаки ψ

Однако, если угол между направлением движения потока и осью цилиндра отклоняется от прямого не более чем на 20°, то изменение коэффициента теплоотдачи невелико и его можно не учитывать.

Для расчета чисел подобия в указанных формулах определяющими величинами являются температура жидкости $t_ж$ и диаметр d цилиндра.

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Сколько различают видов свободной конвекции?
2. Что означает теплообмен при поперечном обтекании тел?
3. Что означает теплоотдача при вынужденной конвекции?

Практическое занятие № 22

Тема: Характеристика теплоотдачи при конденсации

Цель: Изучить теплоотдачи при конденсации.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Решить задачи

Рассматривается только пленочная конденсация. Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке определяется по формулам:
при конденсации на вертикальной трубе

$$\alpha = 1{,}13\sqrt[4]{\frac{\lambda^3\gamma^2}{\mu}\cdot\frac{\sqrt[4]{r}}{l\Delta t}} \quad \text{ккал/м}^2\text{час град},$$

где lм – высота трубы;
при конденсации на горизонтальной трубе

$$\alpha = 0{,}72\sqrt[4]{\frac{\lambda^3\gamma^2}{\mu}\cdot\frac{\sqrt[4]{r}}{d\Delta t}} \quad \text{ккал/м}^2\text{час град},$$

где dм -диаметр трубы.
Физические константы λ,Y, иопределяются по температуре
t_m= 0,5 (t_s+$t_{ст}$), а теплота парообразования г ккал/кг — по температуре t_s. Температурный напор $\Delta t=t_s-t_{ст}$.

В табл. 12 даны значения $\sqrt[4]{\frac{\lambda^3\gamma^2}{\mu}}$ и $\sqrt[4]{r}$ в зависимости от температуры.

Таблица 12

$t°$ C	$\sqrt[4]{r}$	$\sqrt[4]{\frac{\lambda^3\gamma^2}{\mu}\cdot 10^{-3}}$	$t°$ C	$\sqrt[4]{r}$	$\sqrt[4]{\frac{\lambda^3\gamma^2}{\mu}\cdot 10^{-3}}$
0	4,93	1,21	200	4,64	2,43
20	4,91	1,48	220	4,60	2,41
40	4,90	1,71	240	4,52	2,40
60	4,88	1,91	260	4,46	2,30
80	4,85	2,07	280	4,38	2,21
100	4,82	2,20	300	4,27	2,10
120	4,80	2,30	320	4,13	1,95
140	4,76	2,37	340	3,95	1,74
160	4,73	2,40	360	3,62	1,44
180	4,60	2,42			

Приведенные формулы справедливы лишь при скорости пара меньше 10 м/сек. При скорости пара, превышающей 10 м/сек, следует учесть влияние скорости пара и направления потока пара (вниз или вверх) на коэффициент теплоотдачи. Для этого вводится поправочный коэффициент ε_ω, зависящий от комплекса

$$\varepsilon_\omega = f\left(\frac{\omega_n^2 \alpha \gamma''}{g\lambda\gamma'}\right).$$

Значение ε_ω берется из графика на рис. 80;

ω_m м/сек -скорость пара в узком сечении пучка определяемая по состоянию пара на входе;

γ' кг/м^3— удельный вес воды при температуре t_m;

γ'' кг/м^3— удельный вес пара при температуре t_s;

Λ ккал/м час град — коэффициент теплопроводности воды при температуре t_m;

α ккал /м^{2}час град — коэффициент теплоотдачи.

В том случае, когда вертикальный поток конденсирующегося пара омывает пучок горизонтальных труб, вводится поправка ε_z (рис. 81), зависящая от типа пучка и числа рядов

$$\alpha = \alpha\varepsilon_z,$$

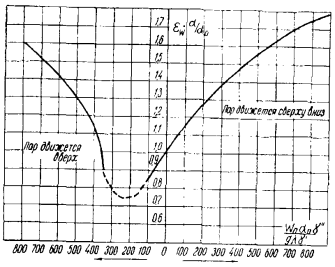


Рис. 80.

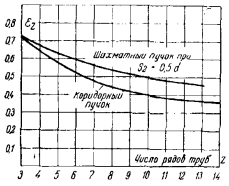


Рис. 81.

где $\bar{\alpha}$ - усредненное значение коэффициента теплоотдачи для всего пучка;

α — коэффициент теплоотдачи для первого ряда труб.

При конденсации перегретого пара в формулы вместо r надо подставить величину r +q_{nn}, где q_{nn}= l_{nn} - l.

Пример. Определить коэффициент теплоотдачи и количество переданного тепла при течении воды в горизонтальной трубе квадратного сечения с размерами 20 х20 мм и длиной 3 м, если скорость воды ω = 0,045 м/сек, средняя температура воды$t_{пот}$= 60° С температура стенки$t_{ст}$= 20° С.

Р е ш е н и е. В первую очередь определяем критерий Рейнольдса для выявления режима движения. За определяющий линейный размер берется эквивалентный диаметр. По формуле

$$d_{экв} = \frac{4f}{u} = \frac{4 \cdot 20 \cdot 20}{4 \cdot 20} = 20 \text{ мм}.$$

По приложению 14 для воды при $t_{пот}$= 60° С имеем:

$$\nu = 0{,}478 \cdot 10^{-6} \text{м}^2/\text{сек};$$

$$\text{Re} = \frac{wd_{экв}}{\nu} = \frac{0{,}045 \cdot 0{,}02}{0{,}478 \cdot 10^{-6}} = 1883 < 2200.$$

Следовательно, режим движения ламинарный. Критерий Нуссельта вычисляется по соответствующей формуле табл. 7. Так как $\frac{l}{d_{экв}} = \frac{3}{0{,}02}$ =150, т. е. больше 50, то $\varepsilon_l = 1$. По таблице (приложение 14) определяем: $Pr_{пот}$= 2,98; $Pr_{ст}$= 7,02; $\lambda_{пот}$= 0,567 ккал/м час град;$\beta_{пот}$= $5{,}11 \cdot 10^{-4}$1/град.

$$Gr_{пот} = \beta \frac{gl^3}{\nu^2} \Delta t = \frac{5{,}11 \cdot 10^{-4} \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}02^3}{(0{,}478 \cdot 10^{-6})^2} (60\text{-}20) = 702 \cdot 10^4.$$

$$Nu_{пот} = 0{,}17 \, Re_{пот}^{0,33} \cdot Pr_{пот}^{0,43} \cdot Gr_{пот}^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0,25} =$$

$$0{,}17 \cdot 1883^{0,33} \cdot 2{,}98^{0,43} \cdot (702 \cdot 10^4)^{0,1} \cdot \left(\frac{2{,}98}{7{,}02}\right)^{0,25} = 0{,}17 \cdot 12{,}3 \cdot 1{,}6 \cdot 4{,}84 \cdot 0{,}81 = 13{,}12.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = Nu_{пот} \frac{\lambda}{d_{экв}} = \frac{13{,}12 \cdot 0{,}567}{0{,}02} = 372 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}.$$

Количество переданного тепла

$Q = qF = \alpha F(t_{пот} - t_{ст}) = 372 \cdot 0{,}24 \cdot (60\text{-}20) = 3570$ ккал/час

Где $F = 0{,}02 \cdot 4 \cdot 3 = 0{,}24$ м^2.

Пример. Пучок труб омывается топочными газами, движущимися параллельно осям труб. Определить коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы, если внешний диаметр труб d= 50 мм, а длина каждой трубы l= 1,2 м; скорость газов ω = 6 м/сек, средняя температура газов $t_{пот}$= 300^0С, средняя температура стенок труб $t_{ст}$=100° С. Расположение труб указано на рис. 82.

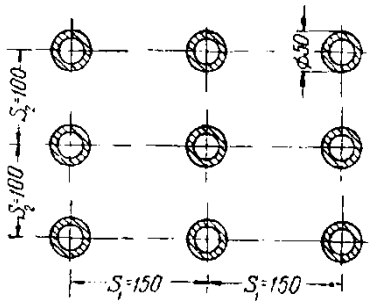


Рис. 82.

Р е ш е н и е. При движении газов вдоль труб имеет место внутренняя задача. Принимают (рис.82), что сечение условного канала равно $s_1 s_2 - \frac{\pi d^2}{4}$.

Следовательно

$$d_{экв} = \frac{4s_1 s_2 - \pi d^2}{\pi d} = \frac{4 \cdot 0{,}15 \cdot 0{,}10 - 3{,}14 \cdot 0{,}05^2}{3{,}14 \cdot 0{,}05} = 0{,}332 \text{ м}.$$

Далее определяем критерий $Re_{пот}$, используя данные приложения 13 для дымовых газов среднего состава

$$Re_{пот} = \frac{wd_{экв}}{\nu} = \frac{6 \cdot 0,332}{45,81 \cdot 10^{-6}} = 43\,480.$$

Так как $Re_{пот} > 1 \cdot 10^4$, то режим движения турбулентный

$$\frac{l}{d} = \frac{1,2}{0,332} = 3,6 < 50.$$

Из табл. 9 путем интерполяции определяем $\varepsilon_l = 1,244$. Используя данные приложения 13, определяем

$$Nu_{пот} = 0,021 Re^{0,8}_{пот} \cdot Pr^{0,43}_{пот} \cdot \left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0,25} \varepsilon_l =$$

$$= 0,021 \cdot 43\,480^{0,8} \cdot 0,65^{0,43} \cdot \left(\frac{0,65}{0,69}\right)^{0,25} \cdot 1,244 =$$

$$= 0,021 \cdot 5136 \cdot 0,831 \cdot 0,985 \cdot 1,244 = 109,8.$$

$$\alpha = \frac{Nu_{пот}\lambda}{d_{экв}} = \frac{109,8 \cdot 0,0416}{0,332} = 13,76 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Пример. Как изменится коэффициент теплоотдачи для условий предыдущего примера, если газы будут иметь скорость
$\omega = 1$ м/сек?

Р е ш е н и е. Определяем значение критерия Рейнольдса

$$Re_{пот} = \frac{wd_{экв}}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,332}{45,81 \cdot 10^{-6}} = 7280 < 1 \cdot 10^4.$$

Следовательно, режим движения газов является переходным.
Пользуясь приведенной выше табл. 7, интерполируя, определяем значение комплекса K_0:

$$K_0 = 24,84.$$

Используя величины, вычисленные в предыдущем примере, находим

$$Nu_{пот} = K_0 \cdot Pr^{0,43}_{пот} \cdot \left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0,25} \varepsilon_l = 24,84 \cdot 0,65^{0,43} \cdot \left(\frac{0,65}{0,69}\right)^{0,25} \cdot 1,244 =$$

$$= 24,84 \cdot 0,831 \cdot 0,985 \cdot 1,244 = 25,3.$$

$$\alpha = \frac{Nu_{пот}\lambda}{d_{экв}} = \frac{25,3 \cdot 0,0416}{0,332} = 3,17 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Пример. Пучок труб воздухоподогревателя судового парового котла омывается поперечным потоком воздуха. Трубы наружным диаметром 52 мм расположены в коридорном порядке. Определить коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке трубы, если средняя температура воздуха $t_{пот} = 100°$ С, средняя температура поверхности трубt$_{ст} = 400°$ С, число рядов труб в пучке по направлению потока равно 10 и угол атаки $\varphi = 90°$. Скорость потока воздуха $\omega = 5$ м/сек.

Р е ш е н и е. В данном случае имеет место внешняя задача

$$Re_{пот} = \frac{wd}{\nu} = \frac{5 \cdot 0,052}{23,13 \cdot 10^{-6}} = 11\,240.$$

$$Nu_{пот} = 0,21 Re^{0,65}_{пот} = 0,21 \cdot 11\,240^{0,65} = 0,21 \cdot 429,5 = 90,2.$$

$$\alpha = \frac{Nu_{пот}\lambda_{пот}}{d} = \frac{90,2 \cdot 0,0276}{0,052} = 47,9.$$

Полученное значение αотносится к третьему ряду труб. Поскольку длина и диаметры труб во всех рядах одинаковы, то поверхности$F_1=F_2=F_3=\ldots=F_{10}$.

$$\alpha_{\text{пучка}} = \frac{0,6 + 0,9 + 8}{10}\alpha = 0,95\alpha = 0,95 \cdot 47,9 =$$

$$= 45,5 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Учитывая загрязненность труб, получим

$$\alpha_{\text{пучка}} = 0,8 \cdot 45,5 = 36,4 \text{ ккал/м}^2\text{час град.}$$

Пример. Теплообменник выполнен в виде изогнутой по спирали трубы d= 22/17 мм. Средний диаметр спиралиD=500 мм. Внутри трубы движется перегретый пар при давлении p = 20 ата. Средняя температура пара равна 350° С. Средняя температура поверхности трубы постоянна и равна 400°С. Относительная длина трубы $\frac{l}{d}$ >50. Определить коэффициент теплоотдачи и удельное количество переданного тепла, если скорость пара ω = 26 м/сек.

Р е ш е н и е. Так как в данном случае движение пара происходит в змеевике, то в первую очередь определим, в каких пределах критерия Re следует учитывать поправку ε_n:

$$11,6\left(\frac{d}{D}\right)^{-0,5} = 11,6 \cdot \left(\frac{0,017}{0,5}\right)^{-0,5} = 62,9;$$

$$18\,500\left(\frac{d}{D}\right)^{0,28} = 18\,500 \cdot \left(\frac{0,017}{0,5}\right)^{0,28} = 7178.$$

Следовательно, в пределах значений $Re_{пот}$от 62,9 до 7178 поправка ε_D не учитывается. Определим значение $Re_{пот}$:

$$Re_{пот} = \frac{wd}{\nu} = \frac{26 \cdot 0,017}{3,12 \cdot 10^{-6}} = 141650.$$

При найденном значении $Re_{пот}$> 7178 следует учесть поправочный коэффициент ε_D, вычисляемый по формуле

$$\varepsilon_D = 1 + 3,4\frac{d}{D} = 1 + 3,4 \cdot \frac{0,017}{0,5} = 1,12.$$

Вычисляем критерий Прандтля

$$\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu}{\lambda} c_p \gamma;$$

$$\mathrm{Pr}_{\text{пот}} = \frac{3{,}12 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}537 \cdot 3600}{458 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}1414} = 0{,}93;$$

$$\mathrm{Pr}_{\text{ст}} = \frac{3{,}712 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}529 \cdot 3600}{507 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}1543} = 0{,}90;$$

$$\mathrm{Nu}_{\text{пот}} = 0{,}021 \mathrm{Re}_{\text{пот}}^{0{,}8} \cdot \mathrm{Pr}_{\text{пот}}^{0{,}43} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{пот}}}{\mathrm{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0{,}25} \varepsilon_D =$$

$$= 0{,}021 \cdot 141\,650^{0{,}8} \cdot 0{,}93^{0{,}43} \cdot \left(\frac{0{,}93}{0{,}90}\right)^{0{,}25} \cdot 1{,}12 =$$

$$= 0{,}021 \cdot 13\,210 \cdot 0{,}969 \cdot 1{,}008 \cdot 1{,}12 = 303{,}5.$$

$$\alpha = \frac{\mathrm{Nu}_{\text{пот}} \lambda_{\text{пот}}}{d} = \frac{303{,}5 \cdot 458 \cdot 10^{-4}}{0{,}017} = 817{,}6 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град};$$

$$q = \alpha(t_{\text{ст}} - t_{\text{пот}}) = 817{,}6\,(400 - 350) = 40\,880 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}.$$

Пример. Вдоль плоского стального листа высотойh= 2,5 м и шириной 2 м движется воздух со скоростью ω = 10 м/сек. Начальная температура воздухаt= 140° С, средняя температура листа $t_{ст}$= 30° С. Определить коэффициент теплоотдачи от воздуха к листу.

Р е ш е н и е. В данном случае имеет место внешняя задача.

Определяем критерий $\mathrm{Re}_{пот}$. Определяющим размером является высота плиты h.

$$\mathrm{Re} = \frac{\omega h}{\nu} = \frac{10 \cdot 2{,}5}{27{,}8 \cdot 10^{-6}} = 899\,300 > 4{,}85 \cdot 10^6.$$

Критерий Nuопределяется по формуле

$\mathrm{Nu} = 0{,}032\mathrm{Re}^{0{,}8} = 0{,}032 \cdot 899300^{0{,}8} = 1854{,}7.$

$$\alpha = \frac{\mathrm{Nu} \cdot \lambda}{h} = \frac{1854{,}7 \cdot 3 \cdot 10^{-2}}{2{,}5} = 22{,}3 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}.$$

[1]Множитель 3600 введен в связи с тем, что размерность ν м^2/сек, а размерность λ ккал/м час град. Удельный вес $\gamma = \frac{1}{\nu}$, удельный объем перегретого пара берется из таблиц перегретого пара.

Пример. В бассейне поддерживается температура водыt$_в$= 20° С. По дну бассейна проложены стальные трубы диаметром d= 60 мм, имеющие температуру наружных стенок $t_{ст}$= 40° С. Определить коэффициент теплоотдачи от труб к воде.

Р е ш е н и е. В рассматриваемом случае имеет место теплообмен в свободном потоке в неограниченном объеме. Прежде всего вычислим критерий $(\mathrm{Gr} \cdot \mathrm{Pr})_m$. Определяющая температура

$$t_m = \frac{t_{\text{пот}} + t_{\text{ст}}}{2} = \frac{20 + 40}{2} = 30° \text{ С}.$$

По приложению 14 находим физические константы воды, входящие в критерий $(\mathrm{Gr} \cdot \mathrm{Pr})_m$при$t_m$= 30° С.

$$\mathrm{Gr}_m = \beta \frac{g l^3}{\nu^2} \Delta t = \frac{3{,}21 \cdot 10^{-4} \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}06^3}{(0{,}805 \cdot 10^{-6})^2} (40 - 20) = 2{,}1 \cdot 10^7;$$

$$\mathrm{Pr}_m = 5{,}42; \quad (\mathrm{Gr} \cdot \mathrm{Pr})_m = 2{,}1 \cdot 10^7 \cdot 5{,}42 = 11{,}38 \cdot 10^7.$$

В данном случае должна быть использована формула

$$Nu_m = 0{,}135\,(Gr \cdot Pr)_m^{\frac{1}{3}} = 0{,}135 \cdot (11{,}38 \cdot 10^7)^{\frac{1}{3}} = 65{,}4.$$

$$\alpha = \frac{Nu_m \lambda_m}{d} = \frac{65{,}4 \cdot 0{,}531}{0{,}06} = 578{,}8 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Пример. Определить количество тепла, проходящее через плоскую воздушную прослойку, если толщина прослойки Δ= 40 мм, а температура стенок, ограничивающих прослойку, равна $t_{ст1}$=110°С и$t_{ст2}$= 30°С.

Р е ш е н и е. По таблицам для воздуха находим физические константы при температуре

$$\frac{t_{ст_1} + t_{ст_2}}{2} = \frac{110 + 30}{2} = 70^\circ \text{C}; \quad Pr = 0{,}694.$$

Определяем коэффициент конвекции

$$Gr = \beta \frac{gl^3}{\nu^2} \Delta t = \frac{9{,}81 \cdot 0{,}04^3 \cdot 80}{343 \cdot (20{,}02 \cdot 10^{-6})^2} = 3{,}653 \cdot 10^5,$$

где

$$\beta = \frac{1}{T} = \frac{1}{273 + 70} = \frac{1}{343}.$$

$$\varepsilon_k = 0{,}18\,(Gr \cdot Pr)^{0{,}25} = 0{,}18 \cdot (3{,}653 \cdot 0{,}694 \cdot 10^5)^{0{,}25} = 4{,}04.$$

Определяем эквивалентный коэффициент теплопроводности

$$\lambda_{экв} = \lambda \varepsilon_k = 0{,}0255 \cdot 4{,}04 = 0{,}103 \text{ ккал/м час град.}$$

Количество переданного тепла

$$q = \frac{\lambda_{экв}}{\Delta}(t_{ст_1} - t_{ст_2}) = \frac{0{,}103}{0{,}04} \cdot (110 - 30) = 206 \text{ ккал/м}^2 \text{ час.}$$

Пример. Трубки испарителя с внешним диаметромd=32 мм окружены кипящей водой при давлении р=6 ата. Температура внешней поверхности $t_{ст}$= 160° С. Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности труб к воде и тепловую нагрузку q.

Р е ш е н и е. Давлению р = б ата соответствует температура кипения t_s= 158,1° С. Температурный перепад $\Delta t_{ст}=t_{ст}—t_s$=160—158,1 = 1,9° С. При малых значениях $\Delta t_{ст}$($\Delta t_{ст} \leq$ 5° С иq $\leq$5000 ккал/м^{2}час) теплоотдача в основном определяется естественной конвекцией. Поэтому для данной задачи применимы формулы для теплообмена в неограниченном объеме. Пользуясь приложениями, находим (поt_m= 160^{0}С) Pr_m= 1,10 и критерий Грасгофа

$$Gr_m = \beta \frac{gl^3}{\nu^2} \Delta t = \frac{9{,}81 \cdot 10{,}7 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}032^3 \cdot 1{,}9}{(0{,}191 \cdot 10^{-6})^2} = 0{,}943 \cdot 10^7.$$

Поскольку

$$(Gr \cdot Pr)_m = 1{,}10 \cdot 0{,}943 \cdot 10^7 = 1{,}037 \cdot 10^7,$$

необходимо использовать формулу

$$Nu_m = 0{,}54(Gr \cdot Pr)_m^{\frac{1}{4}} = 0{,}54(1{,}037 \cdot 10^7)^{\frac{1}{4}} = 0{,}54 \cdot 55{,}86 = 30{,}16.$$

$$\alpha = \frac{Nu_m \lambda}{d} = \frac{30{,}16 \cdot 0{,}587}{0{,}032} = 553{,}2 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

$$q = \alpha \Delta t = 553{,}2 \cdot 1{,}9 = 1051 \text{ ккал/м}^2 \text{ час.}$$

Пример. Тепловая нагрузка жаровой трубы огнетрубного парового котла, работающего при р = 13 ата, равна q= 60 000 ккал/м^{2}час. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к кипящей воде и температуру на наружной поверхности жаровой трубы.

Р е ш е н и е.

$$\alpha = 3q^{0,7}p^{0,15} = 3 \cdot 60\,000^{0,7} \cdot 13^{0,15} = 3 \cdot 2212 \cdot 1,47 =$$

$$= 9755 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Из формулы

$$\Delta t_{ст}^{2,33} = \frac{\alpha}{39} p^{-0,5} = \frac{9755}{39} \cdot 13^{-0,5} = 69,36;$$

$$\Delta t_{ст} = 69,36^{\frac{1}{2,33}} = 69,36^{0,429} = 6,17^\circ \text{ С.}$$

Проверка:

$$q = \alpha \Delta t_{ст} = 9755 \cdot 6,17 = 60\,188 \cong 60\,000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час.}$$

Давлению 13 ата соответствует температура кипения t_s= 190,71° С. Следовательно

$$t_{ст} = t_s + \Delta t_{ст} = 190,71 + 6,17 = 196,88^\circ \text{ С.}$$

Пример. Поток пара при давлении р = 0,2 ата, проходя через конденсатор сверху вниз, омывает пучок горизонтальных труб внешним диаметром 19 мм, расположенных в шахматном порядке. Число рядов трубz= 12. Средняя температура на внешней поверхности труб $t_{ст}$= 30° С. Скорость потока пара ω_n = 54 м/сек. Определить коэффициент теплоотдачи, среднюю тепловую нагрузку q ккал/м^{2}час и среднее количество пара, конденсирующееся из 1 пог. м трубы.

Р е ш е н и е. Сначала определяем величину αдля медленно движущегося пара (ω_n <10 м/сек) для верхнего ряда труб. По данным табл. 12 и температурамt$_s$ и

$$t_m = \frac{59,7 + 30}{2} = 44,9^\circ \text{ С}$$

находим

$$\alpha = 0,72 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \gamma^2}{\mu}} \cdot \frac{\sqrt[4]{r}}{\sqrt[4]{d \Delta t}} = \frac{0,72 \cdot 1,76 \cdot 10^3 \cdot 4,88}{\sqrt[4]{0,019 \cdot 29,7}} =$$

$$= 7132 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град,}$$

где

$$\Delta t = t_s - t_{ст} = 59,7 - 30 = 29,7^\circ \text{ С.}$$

Учтем скорость потока пара. Предварительно определяем: γ'' = =990кг/м^3(при температуре t_m= 44,9° С), γ'= 0,1284 кг/м^3(при температуре t_s= 59,7° С)[1]иλ= 55,1·10^{-2}ккал/м час град (при Температуре t_m=44,9° С). Затем вычисляем комплекс

$$\frac{\omega_n^2 \alpha \gamma''}{g \lambda \gamma'} = \frac{54^2 \cdot 7132 \cdot 0,1284}{9,81 \cdot 55,1 \cdot 10^{-2} \cdot 990} = 500.$$

[1]Величины γ''и γ'берутся из таблиц насыщенного пара.

По графику на рис. 80 находим: ε_ω = 1,55. Используя график на рис. 81, определим поправочный коэффициент на число рядов трубz:

ε_z = 0,46.

ε_z Таким образом, коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке трубы в условиях данной задачи будет

$$\bar{\alpha} = \alpha \varepsilon_\omega \varepsilon_z = 7132 \cdot 1,55 \cdot 0,46 = 5085 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Средняя тепловая нагрузка

$$q = \bar{\alpha} \Delta t = 5085 \cdot 29,7 = 151\,000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час.}$$

Среднее количество пара, конденсирующегося на 1 пог. м трубы

$$G = \frac{\pi dq}{r} = \frac{3,14 \cdot 0,019 \cdot 151\,000}{563,4} = 16 \text{ кг/час.}$$

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Практическое занятие № 23.

Тема: Характеристика теплоотдачи при кипении.

Цель: Изучить теплоотдачи при кипении

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Дать определение кипению и их видам.
3. Описать процесс кипения.
4. Зарисовать рис. 5.6, 11.9

Кипение – процесс интенсивного образования пара внутри объема жидкости при температуре насыщения или выше этой температуры.

При кипении поглощается теплота фазового перехода, поэтому для осуществления стационарного процесса кипения необходим повод теплоты (см. формулу (5.4)).

Различают *поверхностное* и *объемное* кипение. Объемное кипение жидкости встречается достаточно редко (например, при резком уменьшении давления) и, в этом случае, температура жидкости становится больше температуры насыщения при данном давлении.

В нашем курсе будем рассматривать только теплообмен при кипении на твердых поверхностях или *поверхностное* кипение.

Процесс кипения зависит от граничных условий теплообмена, давления среды, физических свойств жидкости, пара и твердой стенки, состояния твердой поверхности, геометрии системы, режима движения жидкости и т.д. Поэтому разработать математическую модель процесса кипения не представляется возможным и все сведения о механизме кипения получены опытным путем.

При этом используется следующая классификация видов кипения:

- по роду или режиму кипения – пузырьковое или пленочное;
- по типу конвекции – при свободной (в большом объеме) или при вынужденной;
- по расположению поверхности кипения – у вертикальной, наклонной или горизонтальной поверхности;
- по характеру – неразвитое, неустойчивое, развитое.

В процессе теплоотдачи в кипящей жидкости формируется температурное поле (рис. 5.6 ,б). При этом жидкость оказывается перегретой выше температуры насыщения, соответствующей давлению в жидкости.

При кипении на твердых поверхностях можно выделить две области с разным по характеру изменением температурного поля: **тепловой пограничный слой и тепловое ядро в жидкости.**

Тепловой пограничный слой – весьма тонкий слой жидкости, прилегающий непосредственно к поверхности стенки, в пределах которого сосредоточено практически все изменение температуры жидкости: от температуры поверхности до температуры в ядре потока (см. рис. 5.6).

Тепловое ядро жидкости – вся остальная жидкость за пределами теплового пограничного слоя.

В зависимости от конкретных условий теплообмена перегрев жидкости вблизи стенки или перегрев стенки может составлять величину $\Delta T = 5 \div 35$ °С. Дело в том, что паровые пузырьки зарождаются не в любой точке поверхности теплообмена, а только в, так называемых, центрах парообразования – микровпадинах (трещинах, кавернах и т.п.), в которых сила поверхностного натяжения жидкости минимальна.

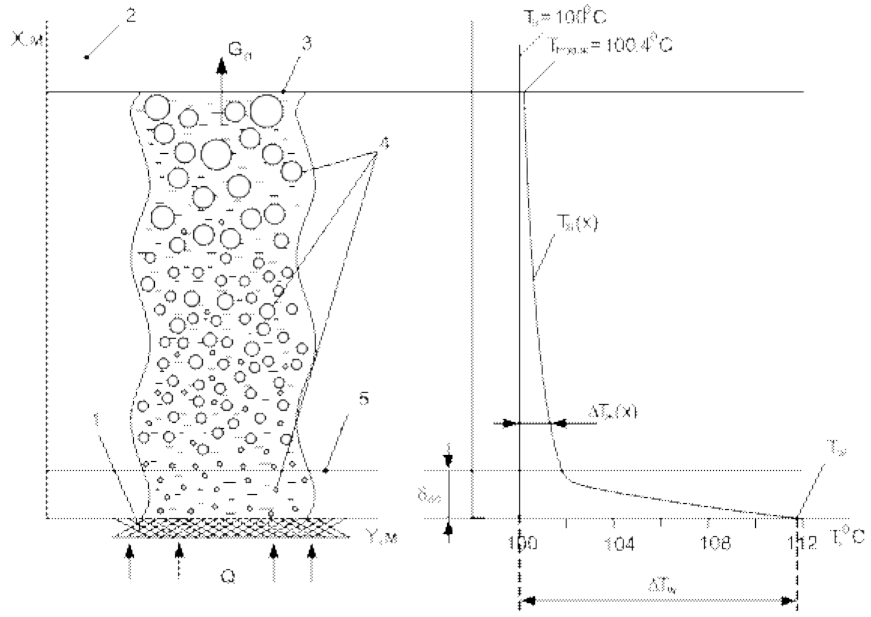


Рис.5.6. Пример распределения температуры в объеме кипящей воды

($T_w = 111{,}8^0$С, $p_н = 1$ бар):

а – картина процесса кипения; б – распределение температуры; 1 – поверхность теплообмена (стенка); 2 – насыщенный водяной пар; 3 – поверхность воды; 4 – всплывающие паровые пузыри; 5 – внешняя граница пограничного слоя; $T_{пов.ж}$ – температура поверхности жидкости; T_w – температура поверхности теплообмена (стенки); $T_н$ – температура насыщения жидкости при заданном давлении; $p_н$ – давление насыщения; $\delta_{пс}$ – толщина пограничного слоя; Q – тепловой поток от стенки к воде; $G_п$ – массовый расход пара

Для того чтобы паровой пузырь образовался в микровпадине, необходимо, чтобы ее размеры были больше некоторого минимального или критического радиуса пузырька:

$$R_{кр} = \frac{2 \cdot \sigma}{\Delta p}, \quad (5.25)$$

где σ – сила поверхностного натяжения жидкости при температуре насыщения, Н/м; Δp – перепад давления между паром в пузыре ($p_п$) и окружающей его жидкостью ($p_н$). Перепад давления рассчитывают по формуле

$$\Delta p = p_п - p_н = \frac{r \cdot p_н \cdot \Delta T}{R_г \cdot T_н^2}, \quad (5.26)$$

в которой **r –** скрытая теплота парообразования, Дж/кг; $p_н$ – давление насыщения пара , Па; $\Delta T = T_w - T_н$ – перепад температур между стенкой и жидкостью, ºС (К); $R_г$ – газовая постоянная, Дж/(кг·К); $T_н$ – температура насыщения, К.

Заметим, что с увеличением перегрева стенки $\Delta T = T_w - T_н$ и ростом давления насыщения $\mathbf{p_н}$ критически радиус парового пузыря уменьшается и впадины меньших размеров могут служить центрами парообразования, что в итоге приводит к интенсификации кипения.

Этот вид теплоотдачи отличается высокой интенсивностью и встречается в химической технологии, например, при проведении таких процессов как выпаривание, перегонка жидкостей, в испарителях холодильных установок и др.

Для возникновения кипения необходимо прежде всего, чтобы температура жидкости была выше температуры насыщения, а также необходимо наличие центров парообразовании. Различают кипение **на поверхности нагрева** и кипение в **объеме жидкости**. Первый вид кипения обусловлен подводом теплоты к жидкости от соприкасающейся с ней поверхностью. Кипение в объеме жидкости обусловлено наличием внутренних источников теплоты или значительного перегрева жидкости, возникающего, например, при внезапном снижении давления (ниже равновесного). Наиболее важным в химической технологии видом кипения является кипение на поверхности.

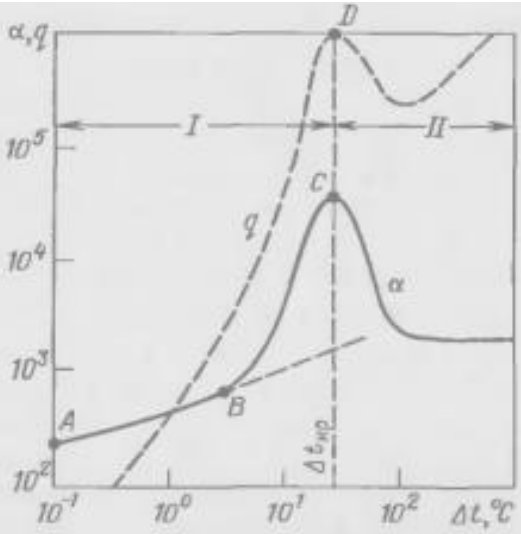


Рис. 11-9. Зависимость коэффициента теплоотдачи α и удельной тепловой нагрузки *q* от температурного напора Δ*t* при кипении воды:
I и *II* – области соответственно пузырчатого и пленочного кипения

Для передачи теплоты от стенки к кипящей жидкости необходим перегрев стенки относительно температуры насыщения этой жидкости. На рис. 11-9 показана типичная зависимость коэффициента теплоотдачи и удельной тепловой нагрузки от температурного напора при кипении жидкости.

В области А В перст рев жидкости мал, мало также число активных центров парообразования микровпадин на поверхности стенки, в которых образуются зародыши паровых пузырьков, и интенсивность теплообмена определяется в основном закономерностями теплоотдачи свободной конвекции около нагретой стенки. В этой области коэффициент теплоотдачи. При дальнейшем повышении увеличивается число активных центров парообразования, и коэффициент теплоотдачи резко возрастает (отрезок ВС). Эту область называют пузырчатым, или ядерным, кипением.

Высокая интенсивность теплообмена при пузырчатом режиме кипения объясняется тем, что турбулизация пограничного слоя поверхности стенки пропорциональна числу и объему паровых пузырей, образующихся в микровпадинах на поверхности нагрева. В областях, близких к центрам парообразования, часть жидкости испаряется, образуя паровые пузырьки, которые, поднимаясь и увеличиваясь в объеме, увлекают значительные массы жидкости. На место увлеченной и испарившейся жидкости поступают свежие потоки, создавая таким образом интенсивную циркуляцию жидкости у поверхности нагрева, что приводит к существенному ускорению процесса теплоотдачи. В области пузырчатого кипения коэффициент теплоотдачи достигает максимального значения, соответствующего максимальной удельной тепловой нагрузке. При дальнейшем увеличении наблюдается резкое снижение коэффициента теплоотдачи. Оно объясняется тем, что при некотором критическом значении происходит коалесценция (слияние) образующихся близко друг от друга пузырьков. При этом у поверхности возникает паровая пленка, создающая дополнительное термическое сопротивление процессу теплоотдачи. Коэффициент теплоотдачи резко снижается (в десятки раз). Конечно, образующаяся пленка пара нестабильна, она непрерывно разрушается и возникает вновь, но в итоге это серьезно ухудшает теплообмен. **Такой режим кипения называют пленочным.** Совершенно очевидно, что пленочный режим кипения крайне нежелателен. Значения температурного напора, коэффициента теплоотдачи и удельной тепловой нагрузки, соответствующие переходу от пузырькового режима к пленочному, называют критическими.

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Что такое кипение?
2. Какой режим кипения называют пленочным?
3. Что необходимо для возникновения кипения?

Практическое занятие № 24

Тема: Характеристика теплоотдачи при кипении в условиях движения жидкости по трубам.

Цель: Изучить теплоотдачи при кипении в условиях движения жидкости по трубам.

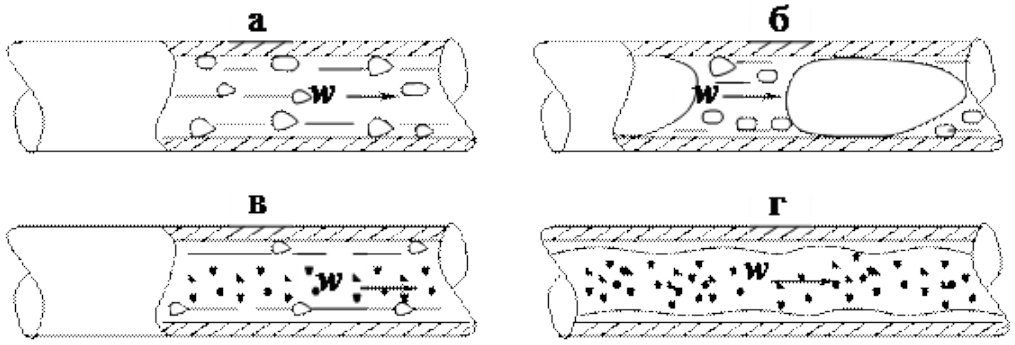
Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Зарисовать рисунок тубы и дать ему описание.
3. Выписать расчетные формулы коэффициента теплоотдачи.

Этот процесс по сравнению с предыдущим осложняется двумя факторами: ограниченностью объема, в результате чего образующаяся паровая фаза остается около поверхности, и наличием вынужденного движения жидкости.

На рисунке схематично показано, что происходит с движущейся жидкостью в трубе, к стенкам которой подводится теплота.

По мере продвижения по трубе жидкости ее температура возрастает до температуры кипения (насыщения) и на центрах парообразования,



на шероховатостях поверхности трубы начинают формироваться пузырьки, которые, отрываясь от поверхности, переносятся в основной поток (рис. ,*а*), как и при пузырьковом режиме кипения в большом объеме. Этот режим называют **пузырьковым режимом** кипения. По мере возрастания объемной доли пара отдельные пузырьки сливаются и образуется пробка (снаряд) пара (рис. ,*б*), занимающая почти все сечение трубы. Этот режим называют снарядным режимом. Объемная доля пара может достигать 50 %, и скорость течения жидкости значительно возрастает. На стенках трубы продолжается процесс кипения с образованием пузырьков пара.

При дальнейшем движении жидкости по трубе и росте паросодержания развивается третий режим, **называемый кольцевым** (рис. ,*в*), при этом стенка трубы покрыта тонкой пленкой жидкости, а вся центральная часть трубы занята смесью пара и капелек воды. Кольцевой режим может смениться **дисперсным** (рис. , *г*), основное отличие которого состоит в том, что около стенки образуется паровая пленка, теплопроводность которой примерно в 20 раз меньше, чем у кипящей воды. При этом режиме течения возможен

пережог стенки трубы, если своевременно не уменьшить плотность теплового потока, подводимого к поверхности трубы.
Исследования показали, что если объемное паросодержание меньше 70…80 %, то его влиянием на теплоотдачу можно пренебречь.
Воздействие скорости вынужденного движения жидкости на процесс теплоотдачи проявляется по двум направлениям: во-первых, на возмущения в пограничном слое, вызванные процессом кипения, накладываются турбулентные вихри, связанные с вынужденным движением жидкости; во-вторых, в движущемся потоке отрыв пузырей происходит раньше, поэтому оба фактора приводят к увеличению теплоотдачи.
Расчетная формула. Для расчета коэффициента теплоотдачи при движении кипящей парожидкостной смеси в трубе при паросодержании, не превышающем 70 %, предложена функциональная зависимость

$$\frac{\alpha}{\alpha_{ж}} = f\left(\frac{\alpha_q}{\alpha_ж}\right),$$

где α – коэффициент теплоотдачи кипящей жидкости с учетом ее движения в трубе; $\alpha_ж$ – коэффициент теплоотдачи при турбулентном течении некипящей жидкости в трубе; α_q – коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом режиме кипения и свободной конвекции. Расчет необходимо делать следующим образом.

Если $\frac{\alpha_q}{\alpha_ж} < 0,5$ то $\alpha = \alpha_q$ В этом случае определяющим процессом является вынужденная конвекция, поэтому расчет коэффициента теплоотдачи необходимо вести по формуле расчета теплоотдачи при турбулентном режиме движения жидкости в трубе.

Если , $\frac{\alpha_q}{\alpha_ж} > 2$ то $\alpha = \alpha_q$ В этом случае процесс теплоотдачи определяется всецело кипением, поэтому расчет коэффициента теплоотдачи необходимо вести по формулам теплоотдачи при кипении.

Если $0,5 \le \frac{\alpha_q}{\alpha_ж} \le 2$, то интенсивность процесса теплоотдачи зависит как от вынужденной конвекции, так и кипения жидкости. В этом случае расчет необходимо вести по формуле

$$\frac{\alpha}{\alpha_{ж}} = \frac{4\alpha_ж + \alpha_q}{5\alpha_ж - \alpha_q}$$

где α_w и α_q рассчитываются по формулам теплоотдачи при турбулентном движении жидкости в трубе и при кипении жидкости соответственно.

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. По какой формуле определяется теплоотдачи при кипении?
2. Сколько режимов существует при кипении.

Практическое занятие № 25

Тема: Характеристика радиационного теплообмена между твердыми телами, разделенными прозрачной средой.

Цель: Изучить радиационный теплообмен между твердыми телами, разделенными прозрачной средой.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Выписать расчетные формулы радиационного теплообмена между твердыми телами, разделенными прозрачной средой

При анализе лучистого теплообмена между телами принимаются определенные допущения. Собственное и относительное излучение всех тел, между которыми происходит лучистый теплообмен, подчиняются закону Ламберта.

Для интенсивности излучения закон Ламберта имеет вид:

$$J\phi = Jn \cdot \cos\varphi, \qquad (1.99)$$

где $J\varphi$ и Jn – интенсивность интегрального излучения в направлении, определяемом угол φ и направлении нормали к поверхности.

Рассмотрим теплообмен между неограниченными плоско параллельными плоскостями. Обе плоскости (с индексом 1и 2) излучают в пространство энергию, которая частично поглощается и отражается самими плоскостями, причем эти процессы многократно повторяются. Принимаем, что T1>T2. Тогда для эффективного потока излучения от первого тела ко второму запишем:

$$E_{рез1,2}=E_{эф1}-E_{эф2} \quad (1.100)$$

Согласно зависимости (8.95), получим:

$$E_{эф1}=E1-(1-A1)\,E_{эф2};\; E_{эф2}=E2-(1-A2)E_{эф1}; \quad (1.101)$$

При составлении зависимостей (1.101) предполагалось, что $E_{пад1}=E_{эф2}$.и $E_{пад2}=E_{эф1}$.

Решая систему (1.101) относительно $E_{эф2}$ и $E_{эф1}$. , получим:

$$E_{эф1}=(E1+E2-A1E2)/(A1+A2-A1A2) \quad (1.102)$$

$$E_{эф2}=(E1+E2-A2E1)/(A1+A2-A1A2)$$

Подставим из (1.102) выражения Еэф1 и Еэф2 в уравнение (1.100), получим:

$$E\,1,2=(E1A2-E2A1)/(A1+A2-A1A2) \quad (1.103)$$

Тепловой поток q, переносимый излучением от первой плоскости ко второй, найдем из уравнений (1.103):

- из закона Кирхгофа для серых тел:

$$\varepsilon(T)=A(T) \quad (1.104)$$

- плотность интегрального излучения:

$$E(T)=\varepsilon(T)Eo(T)=\varepsilon\, Co(T/100)4 \quad (1.105)$$

Тогда,

$$q=\varepsilon_{пр}C\left(\frac{T1}{100}\right)^4-\left(\frac{T2}{100}\right)^4, \quad (1.106)$$

где $\varepsilon_{пр}$ - приведенная степень черноты системы, определяемая формулой:

$$\varepsilon_{пр}=\frac{1}{(1/\varepsilon_1+1/\varepsilon_2-1)} \quad (1.107)$$

Из формулы (1.107) следует, что если одна из плоскостей обладает значительной степенью черноты посравнению с другой: $\varepsilon1 >> \varepsilon2$, то $\varepsilon_{пр}$ определяется величиной меньшей степенью черноты: $\varepsilon_{пр} \approx \varepsilon2$. Для тел с большой степенью черноты ($\varepsilon1$ и$\varepsilon2$ не менее 0,8) $\varepsilon_{пр}$ приближенно может быть принята равной$\varepsilon1$,$\varepsilon2$.

Расчетные формулы. На основании закона лучистого теплообмена можно вывести расчетные уравнения для лучистого теплообмена между твердыми телами. Рассмотрим теплообмен излучением между двумя параллельными пластинами (серыми телами) неограниченных размеров, разделенными прозрачной средой. Для каждой поверхности заданы постоянные во времени температуры T1 и T2 (T1>T2), поглощающие способности тел A1 и A2. Выведем формулу для определения количества теплоты q12, передаваемой от первой пластины ко второй. Падающий на первую пластину лучистый поток равен эффективному излучению второй пластины Еэф2. Тогда плотность потока

результирующего излучения .

$$q_{12} = E_{эф1} - E_{эф2} \quad (11.20)$$

В свою очередь

$$E_{эф1} = q_{12} \cdot \left(1 - \frac{1}{A_1}\right) + \frac{E_1}{A_1}$$

$$E_{эф2} = q_{21} \cdot \left(1 - \frac{1}{A_2}\right) + \frac{E_2}{A_2} .$$

При установившемся режиме результирующие потоки для первой и второй пластин одинаковы по величине и противоположны по знаку, т. е. q12=—q21. Подставив значения эффективных излучений в уравнение (11.22), получаем .

$$q_{12} = \left(1 - \frac{1}{A_1}\right) \cdot q_{12} + \frac{E_1}{A_1} + \left(1 - \frac{1}{A_2}\right) \cdot q_{12} - \frac{E_2}{A_2}$$

Отсюда

$$q_{12} = \frac{\frac{E_1}{A_1} - \frac{E_2}{A_2}}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} - 1}.$$

Согласно законам Кирхгофа и Стефана—Больцмана, .

$$\frac{E}{A} = E_0 = c_0 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4$$

Окончательно ,

$$q_{12} = A_{12} \cdot c_0 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \quad (11.21)$$

где $$A_{12} = \frac{1}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} - 1}$$

называют приведенной поглощающей способностью системы.

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.

3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. По какой формуле определяется лучистый теплообмен между твердыми телами?

Практическое занятие № 26

Тема: Характеристика радиационного теплообмена между газом и оболочкой.

Цель: Изучить радиационный теплообмен между газом и оболочкой

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Выписать расчетные формулы радиационного теплообмена между газом и оболочкой.
3. Составить конспект.

Одноатомные и двухатомные газы не обладают заметной излучательной способностью и являются практически прозрачными для излучения. Трехатомные газы (H2O, CO2 и др.) обладают значительной излучательной и поглощательной способностью, которая носит резко выраженный селективный характер.

В отличие от твердых и жидких тел излучение газов носит объемный характер.

Количество поглощаемой газом энергии зависит от толщины газового слоя и концентрации поглощающих (излучающих) молекул.

Концентрация обычно оценивается парциальным давлением газа p. Толщина газового слоя и парциальное давление газа в одинаковой мере влияют на число молекул, поэтому степень черноты газа и его поглощательную способность можно принять в зависимости от параметра pl,

где l – средняя длина луча в пределах газового слоя, которая определяется по формуле: $\mathbf{l=3,6V/F}$ (1.108)

где V – газовый объем;

F – площадь поверхности оболочки.

Достаточно полно изучен теплообмен излучением для H_2O и CO_2, которые содержаться в продуктах сгорания топлив. Плотность их собственного интегрального излучения по экспериментальным данным определяется из выражений:

$$E_{CO_2} = 3{,}5\,(pl)^{0{,}33}(T/100)^{3{,}5} \quad (1.109)$$

$$E_{H_2O} = 3{,}5\,(pl)^{0{,}8}\,l^{0{,}6}(T/100)^{3} \quad (1.110)$$

Из уравнений (1.109) и (1.110) видно, что парциальное давление p и толщина слоя l оказывают большее влияние на излучение H2O, чем на излучение CO2. Поэтому при малых толщинах слоя l преобладает излучение CO2, а при больших – излучение H2O.

Выражения (1.109) и (1.110) показывают, что излучение газов не подчиняется закону Стефана-Больцмана, который устанавливает зависимость плотности

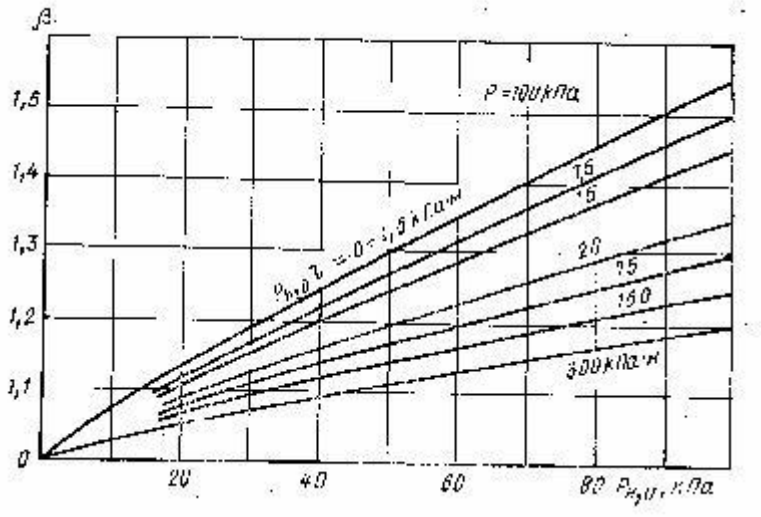


Рис. 1.13

интегрального полусферического излучения от температуры абсолютно черного тела. Плотность теплового потока, передаваемого газом, содержащим CO2 и H2O определяется по эмпирической формуле:

$$q = \varepsilon эф C_0 \ \varepsilon \ pTг/100) - Aг \ (Tc/100) \ , \ (1,111)$$

где *εэф* - эффективная степень черноты стенки;
Aг – поглощательная способность газа при температуре стенки;
Tc – температура стенки;
Tг – температура газов.

Степень черноты газов при температуре ТЖ определяется из графика (рис. 1.13). Значение степени черноты *εco*2 и *εH*2*O* в зависимости от температуры и параметра p l принимаются из справочника.

Сложным теплообменом называют процесс переноса теплоты, при котором теплообмен излучением протекает совместно с теплопроводностью и конвекцией. В сложном теплообмене излучение является важной составной частью.

Сложный теплообмен можно разделить на **три разновидности:**

1.Теплообмен излучением между потоком излучающего газа и стенками канала.
2.Радиоционно-кондуктивный теплообмен.
3.Радиоционно-конвективный теплообмен.

При теплообмене излучением между потоком излучающего газа и стенками канала обычно пренебрегают теплопроводностью и считают, что теплота переносится только конвекцией в направлении движения потока.

Здесь учитывается неравномерное распределение температуры газа по сечению канала и его длине, возникающее из-за теплообмена. Оказывается, что теплота, переданная излучением, не растет монотонно с ростом степени черного газового объема, а имеет максимальное значение при некотором ее значении. Уменьшение количества передаваемой теплоты при большой поглотительной способности среды объясняется тем, что охладившиеся пристенные слои малопрозрачного газа выполняют роль экрана, не пропуская на стенку излучение от удаленных слоев излучающего газа.

При радиоцинно - кондуктивном теплообмене происходит процесс переноса теплоты в неподвижной ослабляющей и теплопроводящей среде путем излучения и теплопроводности. В случае нерассеивающей среды этот вид теплообмена

характеризуется оптической толщиной слоя среды $k\,l$, степенью черноты тепловоспринимающих поверхностей ε_{cr1}; ε_{cr2}, относительной температурой поверхности, имеющей низкую температуру $\theta = T2/T1$ и параметром, характеризующим взаимную интенсивность переноса теплоты теплопроводностью и излучением:

$$N = 1/Ki = \lambda k/4\sigma_0 T3, \qquad (1.112)$$

где Ki –критерий Кирпичева.

Если $N \to \infty$, то теплота переносится только теплопроводностью,

$N \to 0$ – только излучением.

Радиационно-кондуктивный теплообмен является весьма сложным видом теплообмена. Сравнительно простые решения задачи получаются лишь для некоторых частных случаев.

При оптически тонком слое ($k\,l=0$) излучение не поглощается в среде, а переносится от одной поверхности к другой, как в случае прозрачной (диатермичной) среды. Полный тепловой поток определяется простым суммированием лучистого и кондуктивного потоков:

$$q = (\varepsilon_{CT1}\varepsilon_{CT2})/(\varepsilon_{CT1}+\varepsilon_{CT2}-\varepsilon_{CT1}\varepsilon_{CT2})\,\sigma_0(T1^4 - T2^4) + (\lambda/\delta)(T1-T2) \quad (1,113)$$

При оптически толстом слое ($k\,l \to \infty$) влияние радиационных свойств поверхностей простирается в глубь объема, а характеристики излучения в любой точке объема зависят лишь от условий в непосредственной близости от этой точки. В этом случае полный тепловой поток складывается иначе, чем в уравнении (1.113), радиационный поток несколько видоизменяется:

$$q = (4/3)(\sigma_0/k\delta)(T_1^4 - T_2^4) + (\lambda/\delta)(T_1 - T_2) \qquad (1.114)$$

Радиационно-конвективный теплообмен весьма сложен в физическом отношении и описывается довольно сложной системой уравнений. Эти оба обстоятельства затрудняют как аналитические, так и экспериментальные исследования сложного теплообмена, в связи с тем, что задача его инженерного расчета еще далека от своего решения. В практических расчетах обычно используются независимо конвективный и лучистый потоки, что оказывается достаточно верным, если один из них значительно меньше другого.

Для учета теплоотдачи излучением к коэффициенту теплоотдачи конвекцией, подсчитанному обычным образом, т.е. без учета радиационного теплообмена на профили скорости и температуры, рекомендуется прибавлять

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Сколько существует разновидностей сложного теплообмена?
2. Что означает критерий Кирпичева?

Практическое занятие № 27

Тема: Способы повышения эффективности теплообменных аппаратов.

Цель: Изучить способы повышения эффективности теплообменных аппаратов

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Составить конспект.

Эффективность теплообменного аппарата можно оценить различными способами. Важным критерием оценки являются затраты, связанные с изготовлением и эксплуатацией теплообменного аппарата. Затраты на изготовление зависят главным образом от площади рабочей поверхности, а затраты на эксплуатацию – от мощности для перемещения теплоносителей.

Для транспортных теплообменных аппаратов важным критерием являются масса и габариты. Компактность теплообменника можно оценить удельной поверхностью нагрева, которая представляет собой площадь рабочей поверхности, приходящуюся на единицу объема аппарата. При выборе вида поверхности нагрева следует иметь ввиду, что трубчатые поверхности позволяют создать жесткую конструкцию и более удобны в эксплуатации (для отчистки). Пластинчатые теплообменники более компактны.

Выбор скоростей теплоносителей должен обеспечить наибольшую эффективность работы теплообменного аппарата. Для получения высокой интенсивности теплообмена необходимо при течении теплоносителя реализовывать турбулентный режим.

Увеличение скоростей теплоносителей сопровождается уменьшением рабочей поверхности теплообменника и ростом гидравлических потерь.

Диаметр труб и шаг трубного пучка также существенно влияют на компактность и массу теплообменника. Удельная поверхность нагрева обратно пропорциональна диаметру трубы. Однако, использование мелких трубок увеличивает затраты на эксплуатацию, поэтому в теплообменниках обычно применяют трубки диаметром больше 12 *мм*. Уменьшение шага трубного пучка также является средством уменьшения массы и размеров теплообменника, однако имеет технологические ограничения.

Для повышения компактности и снижения массы теплообменных аппаратов используются различные средства интенсификации теплообмена и оребрение рабочих поверхностей, которое может использоваться как в пластинчатых, так и в трубчатых теплообменных аппаратах.

В трубчатом теплообменнике ребра устанавливают обычно только с наружной стороны, а в пластинчатом – с обеих сторон рабочей поверхности.

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.

7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .- 190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Сколько существует способов повышения эффективности теплообменных аппаратов?

Практическое занятие № 28

Тема: Классификация гидравлических машин, область применения**.**

Цель: Изучить классификация гидравлических машин, область применения**.**

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Составить конспект.

Гидравлическая машина — это агрегат, в котором механическая энергия передается от протекающей жидкости рабочему органу (гидравлические двигатели, или турбины) либо, наоборот, механическая энергия привода преобразуется в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости, благодаря чему осуществляется ее движение (насосы).

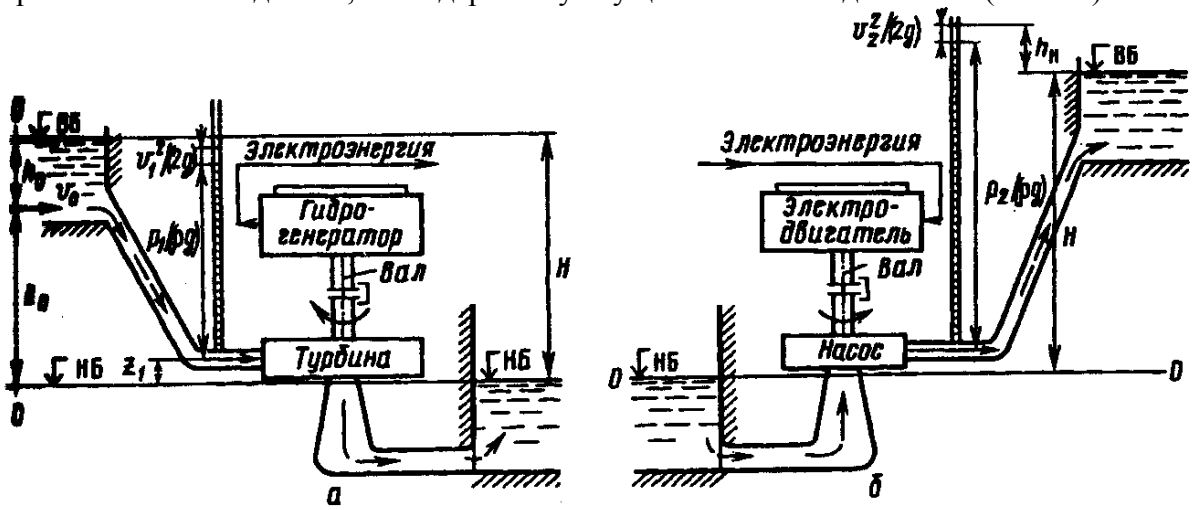


Рис. Схемы гидравлических машин:
в — турбинная установка; 6 — насосная установка;
ВБ и НБ — соответственно верхний и нижний бьефы

Гидравлические двигатели, в которых рабочий орган получает энергию от протекающей жидкости, обычно представляют собой гидравлические турбины, применяемые для установки на гидроэлектрических станциях, где они служат приводом электрических генераторов. В турбине, энергия воды преобразуется в механическую энергию вращения вала, от которого приводится во вращение ротор электрического генератора, где механическая энергия превращается в электрическую.

Насосы являются одной из самых распространенных разновидностей машин. Их применяют во многих отраслях промышленности и сельского хозяйства. Они являются неотъемлемой частью систем водоснабжения, теплофикации, центрального отопления, вентиляции, котельных установок, гидромеханизации и используются во многих других отраслях техники. Насосы и гидродвигатели применяют в гидропередачах, где основным

элементом является гидравлический привод, назначение которого состоит в передаче энергии к исполнительному рабочему органу и управлении его движением посредством жидкости.

Основными рабочими параметрами, характеризующими гидромашины и режимы их работы, являются напор (или давление), подача (для насоса) или расход (для гидродвигателя), мощность и коэффициент полезного действия.

КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН

Насосы согласно ГОСТ 17398 по принципу действия и конструкции делятся на две основные группы — **динамические и объемные (таблица).**

К **динамическим** относят насосы, в которых жидкость в камере движется под силовым воздействием и имеет постоянное сообщение с входным и выходным патрубками. Это силовое воздействие осуществляется с помощью рабочего колеса, сообщающего жидкости кинетическую энергию, трансформируемую в энергию давления. Динамическими являются насосы лопастные, электромагнитные, трения и инерции.

К **объемным** относят насосы, в которых сообщение энергии жидкости осуществляется по принципу механического периодического вытеснения жидкости рабочим телом, создающим в процессе перемещения определенное давление жидкости. В объемных насосах жидкость получает энергию в результате периодического изменения замкнутого объема, который попеременно сообщается то с входом, то с выходом насоса. Объемными являются насосы поршневые, плунжерные, диафрагменные, роторные и шестеренные.

Лопастными называют насосы, в которых передача энергии осуществляется с помощью вращающегося лопастного колеса (которое служит их рабочим органом), путем динамического взаимодействия лопастей колеса с обтекающей их жидкостью. Лопастными являются насосы центробежные, осевые и диагональные.

Центробежными называют лопастные насосы с движением жидкости через рабочее колесо от центра к периферии, осевыми —лопастные насосы (ГОСТ 9366) с движением жидкости через рабочее колесо в направлении его оси. Рабочие колеса осевых насосов состоят из нескольких винтовых полостей, имеющих форму лопастей пропеллера.

Насосы трения и инерции представляют собой группу динамических насосов, в которых передача энергии жидкости осуществляется силами трения и инерции. Сюда относят вихревые, шнековые, лабиринтные, червячные и струйные насосы. Лопастные насосы классифицируют также по напору, мощности и коэффициенту быстроходности.

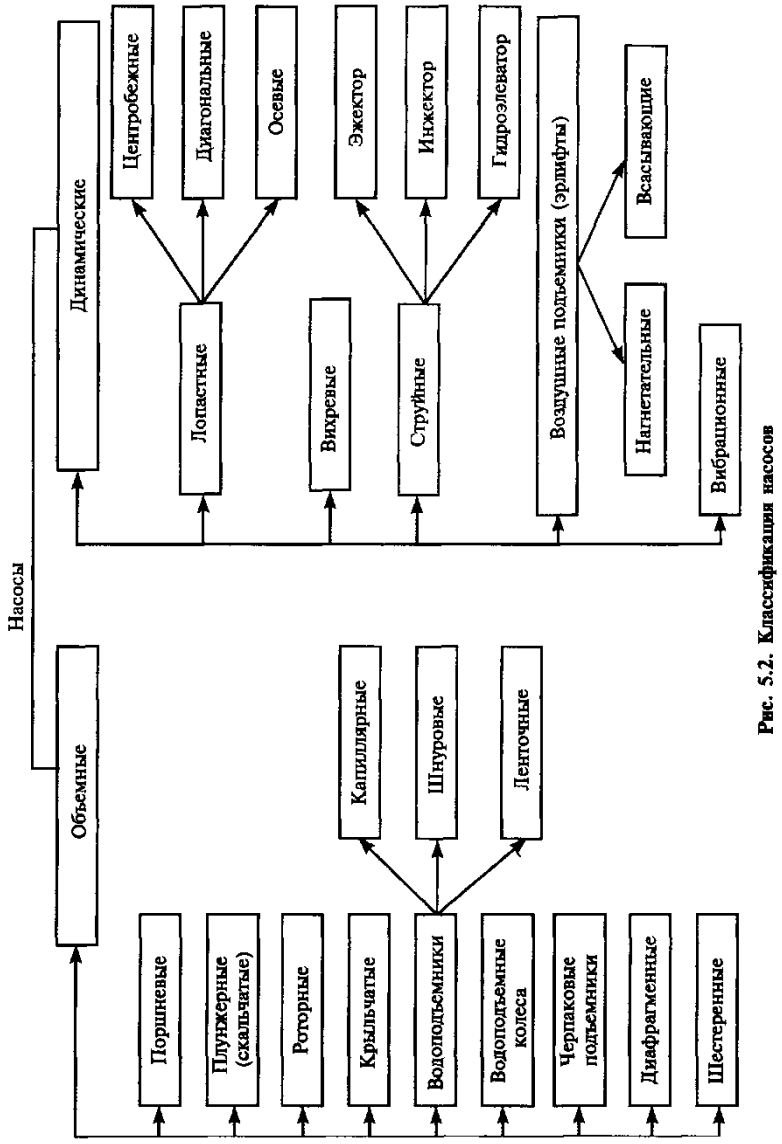


Рис. 5.2. Классификация насосов

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Что такое гидравлическая машина?
2. На какие группы делятся гидравлические машины?

3. Назовите область применения гидравлических машин?

Практическое занятие № 29.

Тема: Характеристика поршневых насосов, устройство и принцип действия

Цель: Изучить виды и принцип действия поршневых насосов.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Дать определение поршневому насосу, рабочей камере и вытеснителю.
3. Перечислить показатели классификации поршневых насосов.
4. Зарисовать насос простого действия и описать принцип работы
5. Записать формулу объемного КПД.
6. Зарисовать насос поршневой двойного действия и описать принцип работы
7. Зарисовать схему поршневого насоса с дифференциальным поршнем и описать принцип работы.
8. Дать определение индикаторной диаграмме насоса.
9. Зарисовать схему диаграммы насоса простого действия и описать принцип действия.

Общие сведения.

Поршневые насосы

Поршневые насосы относятся к числу объемных насосов, в которых перемещение жидкости осуществляется путем ее вытеснения из неподвижных рабочих камер вытеснителями. *Рабочей камерой* объемного насоса называют ограниченное пространство, попеременно сообщающееся со входом и выходом насоса. *Вытеснителем* называется рабочий орган насоса, который совершает вытеснение жидкости из рабочих камер (плунжер, поршень, диафрагма).

Классифицируются поршневые насосы по следующим показателям:
1) по типу вытеснителей: плунжерные, поршневые и диафрагменные;
2) по характеру движения ведущего звена: возвратно-поступательное движение ведущего звена; вращательное движение ведущего звена (кривошипные и кулачковые насосы);
3) по числу циклов нагнетания и всасывания за один двойной ход: одностороннего действия; двухстороннего действия.
4) по количеству поршней: однопоршневые; двухпоршневые; многопоршневые.

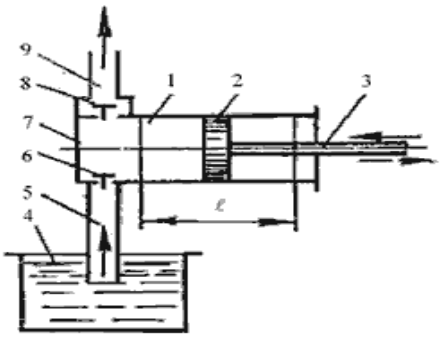


Рис. 7.3. Насос поршневой простого действия

Насос простого действия. Схема насоса простого действия изображена на рис. 7.3. Поршень *2* связан с кривошипно-шатунным механизмом через шток *3*, в результате чего он совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре *1*. Поршень при ходе вправо создает разрежение в рабочей камере, вследствие чего всасывающий клапан *6* поднимается и жидкость из расходного резервуара *4* по всасывающему трубопроводу *5* поступает в рабочую камеру *7*. При обратном ходе поршня (влево) всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан *8* открывается, и жидкость нагнетается в напорный трубопровод *9*.

Так как каждому обороту двигателя соответствует два хода поршня, из которых лишь один соответствует нагнетанию, то теоретическая производительность в одну секунду будет

$$Q_T = \frac{F\ell n}{60} \text{ (м}^3\text{/сек)},$$

где F - площадь поршня, м²;
l - ход поршня, м;
n - число оборотов двигателя, об/мин.

Для повышения производительности поршневых насосов их часто выполняют сдвоенными, строенными и т.д. Поршни таких насосов приводятся в действие от одного коленчатого вала со смещением колен.

Действительная производительность насоса Q меньше теоретической, так как возникают утечки, обусловленные несвоевременным закрытием клапанов, неплотностями в клапанах и уплотнениях поршня и штока, а также неполнотой заполнения рабочей камеры.

Отношение действительной подачи Q к теоретической Q_T называется объемным КПД поршневого насоса:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_T}$$

Объемный КПД - основной экономический показатель, характеризующий работу насоса.

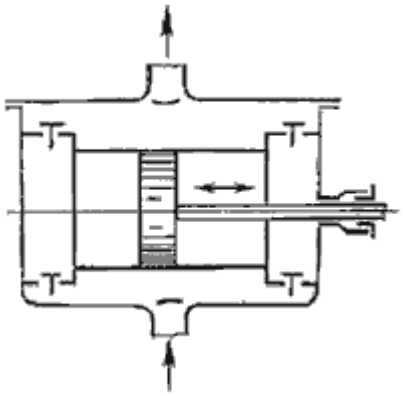


Рис. 7.4. Насос поршневой двойного действия

Насос двойного действия. Более равномерная и увеличенная подача жидкости, по сравнению с насосом простого действия, может быть достигнута насосом двойного действия (рис. 7.4), в котором каждому ходу поршня соответствуют одновременно процессы всасывания и нагнетания. Эти насосы выполняются горизонтальными и вертикальными, причем последние наиболее компактны. Теоретическая производительность насоса двойного действия будет

$$Q_T = \frac{F\ell n}{60} + \frac{(F-f)\ell n}{60} \ (\text{м}^3/\text{сек})$$

где f - площадь штока, м^2.

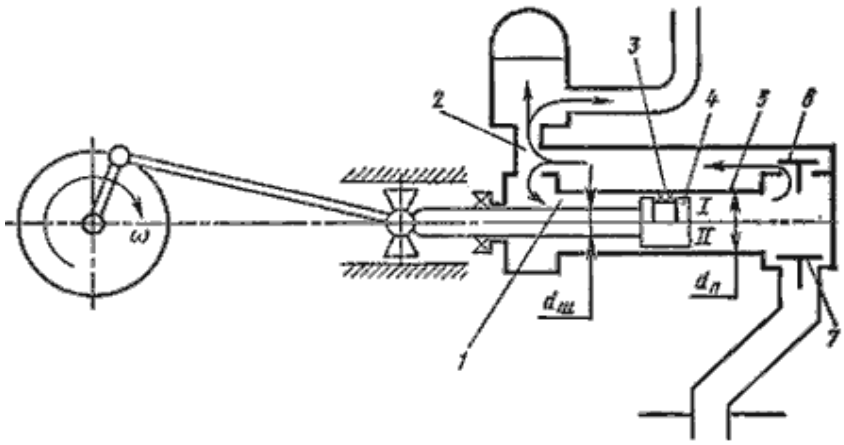


Рис. 7.5. Схема поршневого насоса с дифференциальным поршнем

Дифференциальный насос. В дифференциальном насосе (рис. 7.5) поршень *4* перемещается в гладко обработанном цилиндре *5*. Уплотнением поршня служит сальник *3* (вариант *I*) или малый зазор (вариант *II*) со стенкой цилиндра. Насос имеет два клапана: всасывающий *7* и нагнетательный *6*, а также вспомогательную камеру *1*. Всасывание происходит за один ход поршня, а нагнетание за оба хода. Так, при ходе поршня влево из вспомогательной камеры в нагнетательный трубопровод *2* вытесняется объем жидкости, равный *(F - f)l*; при ходе поршня вправо из основной камеры вытесняется объем

жидкости, равный f_l. Таким образом, за оба хода поршня в нагнетательный трубопровод будет подан объем жидкости, равный

$$(F - f)l + fl = Fl$$

т.е. столько же, сколько подается насосом простого действия. Разница лишь в том, что это количество жидкости подается за оба хода поршня, следовательно, и подача происходит более равномерно.

Индикаторная диаграмма поршневых насосов

Рабочий цикл поршневого насоса может быть графически описан на бумаге специальным прибором - индикатором. График изменения давления в цилиндре за один полный оборот кривошипа называется *индикаторной диаграммой* . На рис. 7.6 показана такая диаграмма насоса простого действия.

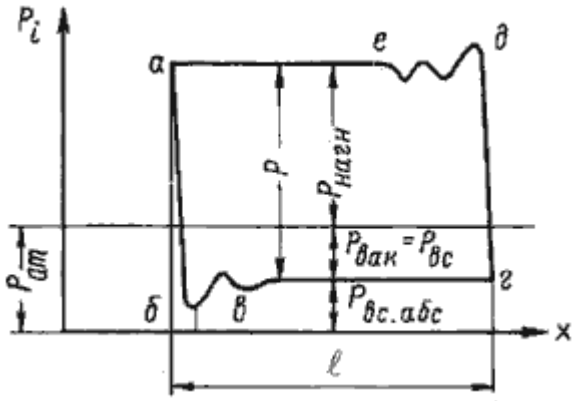


Рис. 7.6. Индикаторная диаграмма

При движении поршня слева направо (см. рис. 7.3) (процесс всасывания) давление в цилиндре насоса резко падает до давления всасывания $P_{вс}$ по линии *аб*. Из-за податливости стенок цилиндра и сжимаемости жидкости линия *аб* не вертикальна, а слегка наклонена и переходит затем в волнистую линию *бв*. Далее на всасывающей линии поддерживается постоянное давление и линия *вг* остается практически горизонтальной на протяжении всего хода всасывания. При обратном движении поршня (ход нагнетания) давление в цилиндре от $P_{вс}$ поднимается до давления $P_{нагн}$ по прямой *гд*, наклон которой влево от вертикали объясняется теми же самыми причинами, что и для линии *аб*. Начало сжатия жидкости сопровождается колебаниями давления в цилиндре (линия *де*). В дальнейшем давление $P_{нагн}$ остается неизменным на протяжении всего хода нагнетания (линия *еа*). При повторном рабочем цикле этот график будет повторяться.

Неисправности, возникающие в гидравлической части поршневого насоса изменяют характер индикаторной диаграммы. Анализируя различные индикаторные диаграммы с теми или иными аномалиями, можно безошибочно сказать о неисправности насоса.

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.
7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1. Принцип действия поршневых насосов.
2. Область применения насосов
3. Что определяют по индикаторной диаграмме?

Практическое занятие № 30

Тема: Характеристика роторных насосов, устройство и принцип действия.

Цель: Изучить виды роторных насосов, устройство и принцип действия.

Порядок выполнения работы.

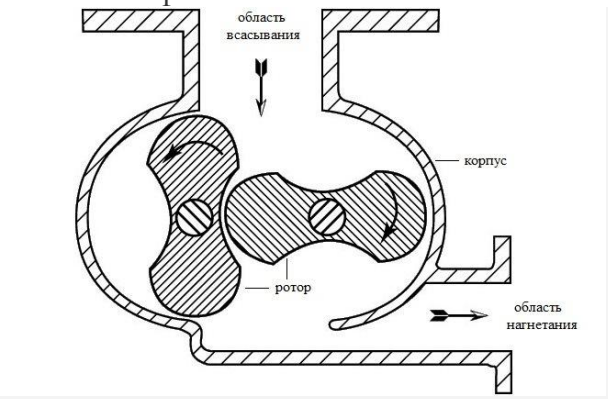
1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Дать определение роторному насосу.
3. Описать и зарисовать принцип работы роторного насоса.
4. Зарисовать насос простого действия и описать принцип работы
5. Зарисовать схему роторного пластинчатого насоса
6. Зарисовать схему роторного плунжерного насоса.
7. Описать преимущества и недостатки.
8. Описать область применения насоса.

Насос роторный – это устройство, которое используется в тех случаях, когда необходимо обеспечить перекачивание различных жидких сред в больших объемах. Различные типы роторных насосов, предлагаемых на современном рынке, отличаются между собой как конструктивным исполнением и техническими характеристиками, так и принципом действия. Разнообразием видов такого насосного оборудования определяется его эффективное использование в различных сферах.

Роторные насосы высокого давления используются в системах охлаждения, обратного осмоса и циркуляции воды или других жидкостей.

Принцип работы и виды

Принцип, по которому работают роторные насосы, заключается в следующем. Перекачиваемая жидкость сначала поступает во внутреннюю камеру устройства, из которой она выталкивается вращательными и поступательными движениями, совершаемыми рабочим органом – ротором. Части ротора наряду с внутренними стенками рабочей камеры формируют замкнутое пространство, в которое и попадает жидкость. При уменьшении объема такого пространства, что происходит при движении ротора, жидкость по законам физики выталкивается.



Принцип действия роторного насоса

В зависимости от конструктивного исполнения рабочего органа роторные (или ротационные) насосы могут относиться к разным категориям. Кроме того, на различные виды роторные насосы делятся и по типу движения, совершаемого их рабочим органом. По этому признаку выделяют устройства роторно-вращательные и роторно-поступательные. Рабочий орган роторных насосов первого типа, как понятно из их названия, совершает только вращательные движения, а в установках второго типа это движение комбинированное – как вращательное, так и поступательное.

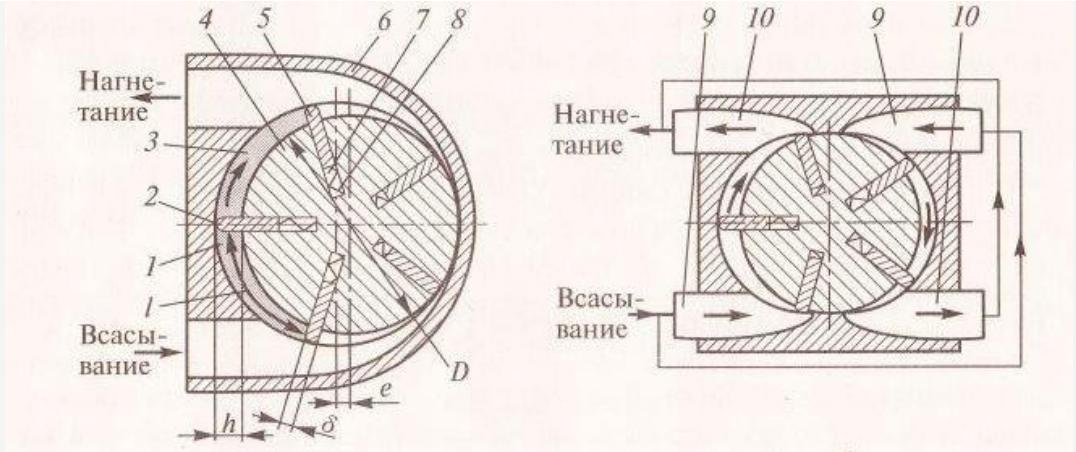
Роторно-вращательные насосы в зависимости от конструктивного исполнения рабочего органа и принципа действия подразделяются на шестеренчатые (зубчатые) и винтовые. В первых рабочая камера формируется внутренними стенками корпуса и зубчатыми колесами, которые делают как с внутренним, так с внешним зацеплением. Изменение рабочей камеры при этом происходит за счет вращения шестерен. Элементами, из которых формируется рабочая камера роторных насосов винтового типа, являются внутренние стенки корпуса и один или несколько винтов. Вращающийся вокруг своей оси винт формирует внутри насоса временные рабочие камеры, которые вместе с транспортируемой жидкостью двигаются вдоль оси винта к нагнетательному патрубку.

Роторные насосы поступательного типа делятся:

на шиберные, или пластинчатые

плунжерные.

В устройствах шиберного типа рабочим органом является вращающийся ротор, в продольные прорези на корпусе которого вставляются специальные пластины, **называемые шиберами.** Ось ротора в таких насосах не тождественна оси цилиндрического корпуса, в котором он совершает вращательное движение. Рабочая камера пластинчатых насосов формируется двумя расположенными рядом шиберами, самим ротором и внутренними стенками корпуса. Чтобы обеспечить герметичность рабочей камеры, создаваемой таким образом, пластины должны плотно прижиматься к стенкам корпуса.



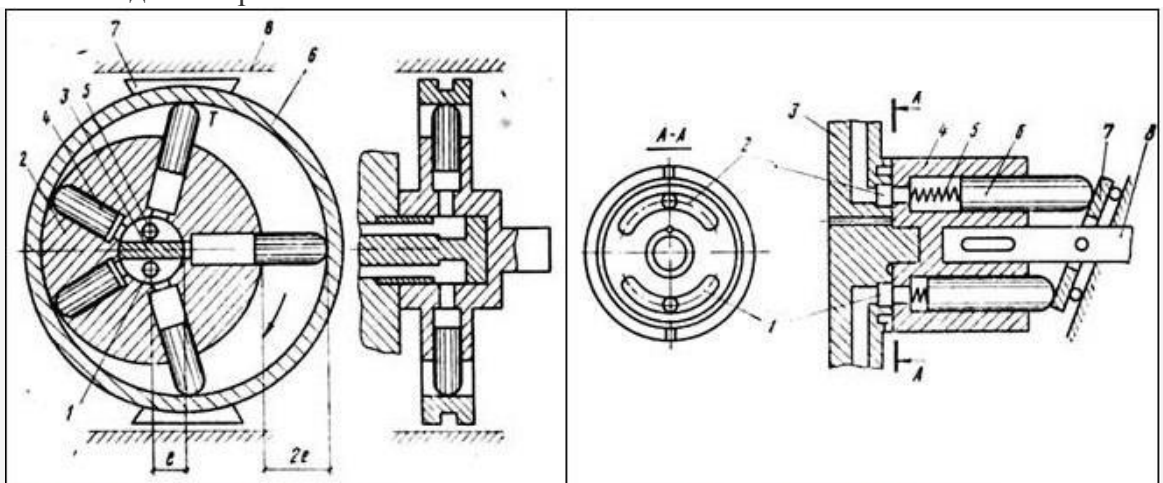
Пластинчатые насосы однократного (*а*) и двукратного (*б*) действия:

1, *3* — рабочие камеры; *2* — точка контакта; *4* — ротор; *5* — пластина; *6* — статор (корпус); *7* — паз; *8* — пружина; *9* — область всасывания; *10* — область нагнетания

Схема роторного пластинчатого насоса

Роторные насосы шиберного типа могут отличаться друг от друга конструкцией ротора и оснащаться различным количеством пластин, в зависимости от чего они подразделяются на устройства одно-, двукратного и т.д. действия.

Роторные плунжерные насосы по принципу работы и конструктивному исполнению делят на аксиально- и радиально-поршневые. Их рабочими органами являются плунжеры (поршни), которые совершают одномоментное вращательное и поступательное движение внутри корпуса устройства. Отличие таких роторных машин от обычных поршневых заключается в том, что они могут работать и как насосы, и как гидравлические моторы, то есть обладают обратимостью.



Радиально-плунжерный насос:
1 – полость нагнетания; 2 – ротор; 3 – цапфа;
4 – плунжер; 5 – полость всасывания;
6 – статорное кольцо; 7 – букса;
8 – направляющие корпуса.

Аксиально-плунжерный насос:
1, 2 – клапаны соответственно подвода и отвода жидкости; 3 – золотник; 4 – ротор;
5 – пружины; 6 – плунжер; 7 – люлька;
8 – вал.

Схема роторного плунжерного насоса

Преимущества и недостатки

Можно выделить несколько наиболее значимых **преимуществ** использования роторных насосов:

1.более равномерная, если сравнивать роторные насосы с устройствами возвратно-поступательного типа, подача жидкости в трубопроводную систему (между тем из-за

особенностей конструкции роторного оборудования обеспечить полностью равномерную подачу не удастся);
2.обратимость, то есть возможность использования таких устройств как в качестве насоса, так и в роли гидромотора;
3.отсутствие клапанов, что способствует снижению потерь мощности и, соответственно, повышению КПД;
4.высокая производительность благодаря работе на значительно более высоких оборотах, по сравнению с устройствами поршневого типа.
Если говорить о **недостатках**, которыми обладает роторный насос, то к наиболее значимым из них можно отнести следующие.
1.К среде, перекачиваемой такими насосами, предъявляются высокие требования, так как она не должна препятствовать плотному прилеганию подвижных рабочих элементов к внутренним стенкам корпуса. В частности, перекачиваемая роторными насосами жидкость должна обладать минимальной химической агрессивностью и не содержать абразивных включений.
2.Роторный насос имеет более сложную конструкцию, если сравнивать его с устройствами возвратно-поступательного типа, что сказывается как на его надежности, так и на стоимости производства и технического обслуживания.

Сферы применения

Благодаря широкой универсальности насосы роторного типа успешно используют для перекачки жидкостей следующих типов:

- продуктов переработки нефти:
- химических веществ, в том числе и кислот;
- лакокрасочных материалов;
- технических жидкостей различной степени загрязнения;
- пищевых жидкостей, в том числе и масел и др.

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.
7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1. Опишите принцип действия роторных насосов.
2. Назовите область применения насосов
3.Перечислите преимущества и недостатки роторных насосов.

Практическое занятие № 31

Тема: Характеристика шестерённых насосов, устройство и принцип действия.

Цель: Изучить характеристику шестерённых насосов, устройство и принцип действия.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Описать принцип работы шестеренного насоса.
3. Зарисовать схему шестеренного насоса
4. Описать преимущества и недостатки.
5. Описать область применения насоса.

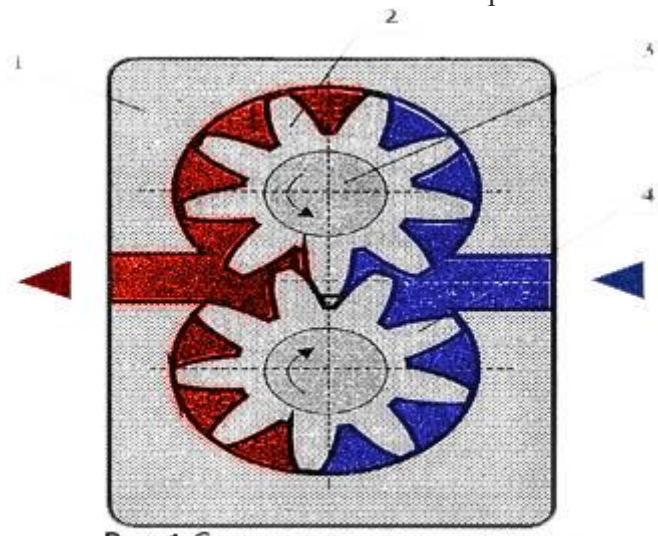


Рис.1 Схема насоса с внешним зацепление шестерен

Схематическое изображение **шестеренного насоса** с внешним зубчатым зацеплением показано на рис.1

Принцип работы: В расточках корпуса 1 размещены ведущая шестерня 2, приводимая во вращение валом 3, и ведомая шестерня 4, находящаяся в зацеплении с ведущей шестерней и вращающаяся по отношению к ней в противоположном направлении. Межзубные впадины и зубья шестерен образует рабочие камеры, объём которых увеличивается при выходе зубьев из зацепления и уменьшается при входе в зацепление. Жидкость из всасывающей магистрали заполняет межзубные впадины и переносится обеими шестернями в зону входа зубьев в зацепление, где она выдавливается ими в нагнетательную магистраль. Рабочие камеры с обоих торцов шестерен закрыты крышками или специальными пластинами, причем толщина шестерен выполняется несколько меньшей расстояния между крышками или пластинами, так что между шестернями и ними образуется очень малый осевой зазор. В радиальном направлении, между расточками в корпусе и наружной поверхностью шестерен также оставляется малый зазор, что позволяет добиться приемлемой герметичности рабочих камер.

Так как зубья шестерен входят в полное зацепление раньше, чем из впадин будет полностью выдавлена жидкость (т.е. часть ее оказывается как бы запертой в малом объёме), то возникает так называемая компрессия жидкости, сопровождаемая резким подъёмом давления. Чтобы избежать компрессии, на поверхности крышек или пластин выполняются разгрузочные канавки.

Очевидно, чем больше величина осевых и радиальных зазоров в конструкции насоса, тем больше количество жидкости сможет перетекать из зоны нагнетания в зону всасывания внутри насоса, но тем меньше будет трение между подвижными

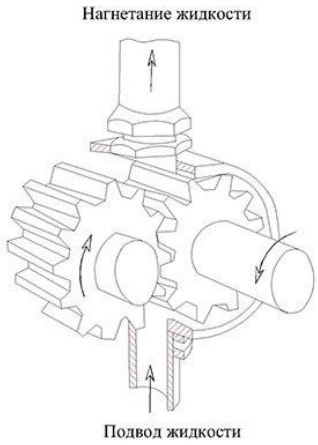
поверхностями, которое нужно преодолевать при вращении шестерен. Величина внутренних утечек жидкости представляет собой объёмные потери, а величина трения - определяет механические потери. Чем выше давление, которое должен развить насос, тем меньше должны быть зазоры между основными деталями, так как объёмные потери возрастают, с ростом зазоров, однако чем меньше зазоры, тем больше становятся усилия трения, поэтому конструкция насоса определяется условиями работы на которые он рассчитан.

Область применения шестеренных насосов

Для работы при давлении от 2,5 до 8,0 мПа используются насосы без компенсации зазоров, а для работы при давлениях от 10 до 25 мПа – насос с компенсацией осевых зазоров. Существуют насосы, у которых выполнена не только компенсация осевых, но и радиальных зазоров, однако, они встречаются реже.

Шестеренные насосы с внешним зацеплением могут иметь как малые рабочие объёмы – от 1 до 4 см^3, так и сравнительно большие – до 250…400 см^3, число оборотов приводного вала – от 750…900 до 2500…3000 об/мин. Шестеренные насосы широко используются в металлорежущих станках. **Недостатком** шестеренных насосов является невозможность регулировки подачи, повышенный уровень шума в работе, обусловленный сравнительно большой пульсацией подачи, а также ограниченность ресурса насосов с подшипниками качения с ростом рабочих давлений. Насосы с подшипниками скольжения не обеспечивают надежной работы при высоких давлениях на жидкостях с малой вязкостью. Разновидностью шестеренных насосов являются насосы с внутренним зацеплением, схематическое изображение которых показано на рис.2. Эти насосы отличаются компактностью конструкции, меньшей пульсацией подачи и существенно меньшим, чем у насосов с внешним зацеплением, уровнем шума. Это обусловлено большим углом зоны зацепления зубьев и меньшей скоростью изменения объёма рабочих камер.

Преимущества и недостатки шестеренчатого насоса



Огромным **преимуществом** шестеренчатых насосов является *простота конструкции и невысокая стоимость изготовления.*

Так же насосы являются очень компактными, надежными, обеспечивают высокий КПД.

Благодаря конструкции в насосе отсутствуют элементы подверженные неуравновешенному действию центробежных сил.

Шестеренчатые насосы практически не *нуждаются в смазке*, поскольку эту роль выполняет перекачиваемая вязкая среда. С другой стороны, если рабочей средой является невязкая среда, например, вода, то ресурс работы насоса резко снижается.

Существенным **недостатком** шестеренчатого насоса являются *пульсации на выходе из насоса, вызванные неравномерной подачей. Пульсация потока приводит к скачкам давления, что сопровождается повышенным шумом и вибрацией.*

При работе шестерен возникает постоянная по направлению и большая по величине нагрузка на опоры рабочих шестерен. Эта сила так же снижает долговечность работы насоса.

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.
7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1. Опишите принцип действия насоса.
2. Назовите область применения насосов
3.Перечислите преимущества и недостатки насоса.

Практическое занятие № 32

Тема: Характеристика пластинчатых насосов, устройство и принцип действия.

Цель: Изучить характеристику пластинчатых насосов, устройство и принцип действия.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Описать и зарисовать принцип работы насоса.
3. Описать преимущества.
4. Описать область применения насоса.

Иногда возникает необходимость в перекачке смесей, которые начинают густеть при снижении температуры, поэтому требуется особое насосное оборудование, способное обогревать транспортируемую массу и не давать ей загустевать. С этой задачей может справиться пластинчатый насос, который имеет специальную рубашку для обогрева рабочей смеси. Этот агрегат может перекачивать разные типы веществ: с содержанием абразивных частиц, кашицеобразные, с примесью посторонних мелких включений, смол и

различных клейких смесей. Насос может выкачивать жидкости через шланг, погружённый в ёмкость. Этот агрегат имеет повышенную всасывающую силу и может функционировать с одинаковым усилием в двух направлениях. **Пластинчатый насос может использоваться в разных сферах химической, фармацевтической, косметологической и пищевой промышленности.**

В конструкции насоса используются следующие составляющие элементы:

- корпус, выполненный из прочной стали и имеющий легко разборное устройство;
- асинхронный сверхмощный электродвигатель;
- пластинчатый вал, вращающийся по эксцентриковой траектории (для изготовления вала используется бронза либо другой экологичный материал).

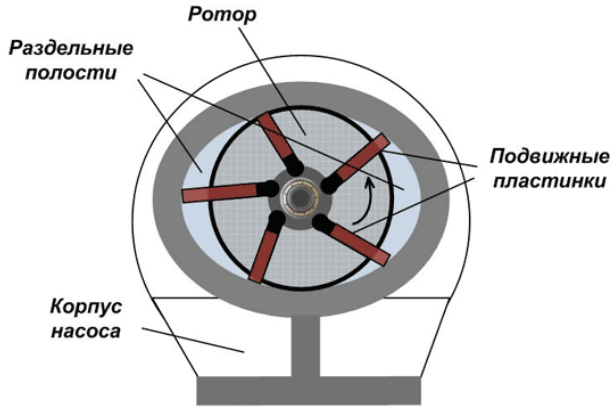
На цилиндрической поверхности вала рядом с пазами есть выемки, которые находятся под разным углом наклона по отношению к граням элемента. При этом существует две разновидности таких агрегатов:

- одинарного принципа работы
- двойного действия.

Кроме этого, пластинчатые агрегаты делятся на:

- регулируемые приборы прямого управления;
- регулируемое оборудование непрямого управления.

Пластинчатый насос двукратного действия



Такой насос укомплектован статором (кольцом) с овальной внутренней поверхностью. Благодаря этой конструкции каждый пластинчатый элемент за один оборот вала может выполнять два такта. **Принцип работы** этого насосного оборудования состоит в следующем:

- Формирование камер вытеснения происходит благодаря комбинации ротора, двух соседних пластинчатых деталей, овальной поверхности статора и распределительных дисковых элементов, расположенных по бокам.

- При этом минимальный объём рабочей камеры образуется между статором и ротором в месте наименьшего зазора.
- Необходимая герметизация камер достигается за счёт того, что происходит постоянное плотное прижатие пластин к овальной поверхности статора.
- Когда камера поворачивается дальше, её объём увеличивается и создаётся область разрежения.
- При этом в данный момент рабочая камера соединяется с всасывающей линией за счёт прорезей в боковом распределительном дисковом элементе. Это позволяет перекачиваемой жидкости поступать в рабочую камеру.
- Когда достигается максимальный объём камеры вытеснения, соединение с всасывающей линией разрывается.
- Во время последующего вращения ротора происходит уменьшение объёма камеры вытеснения. В итоге рабочая среда перекачивается в напорную линию через щель в боковом распределительном дисковом элементе.
- Такой процесс происходит два раза за одни оборот вала.

Достоинства
Среди положительных моментов стоит отметить следующие:

- Легкое обслуживание.
- Повышенную надежность.
- Реверсивность.
- Долговечность.
- Практически бесшумную работу.
- Простой монтаж.
- Экономичность.

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.
7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1. Опишите принцип действия насоса.
2. Назовите область применения насосов
3.Перечислите преимущества и недостатки насоса

Практическая работа № 33

Тема: Характеристика центробежного насоса, устройства и принцип действия

Цель: Изучить характеристики центробежного насоса, устройства и принцип действия
Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Перечислить основные группы гидравлических машин
3. Дать определение центробежному насосу.
4. Зарисовать схему ц/б насоса и описать принцип действия
5. Зарисовать схему осевого насоса и описать принцип действия

Общие сведения.

Исходя из принципа действия, все гидравлические машины можно разделить на две группы:

- **динамические** – объединяют те гидравлические машины, у которых рабочий орган контактирует с перекачиваемой субстанцией непосредственно в проточной полости, которая имеет регулярный контакт с выходом и входом агрегата;
- **объемные** - объединяют те гидравлические машины, у которых рабочий орган не контактирует с перекачиваемой субстанцией, а находится в герметичной рабочей камере, которая поочередно сообщается с входом и выходом агрегата.

К динамическим относят насосы, в которых жидкость в камере движется под силовым воздействием и имеет постоянное сообщение с входным и выходным патрубками. Это силовое воздействие осуществляется с помощью рабочего колеса, сообщающего жидкости кинетическую энергию, трансформируемую в энергию давления. Динамическими являются насосы лопастные, электромагнитные, трения и инерции.

К объемным относят насосы, в которых сообщение энергии жидкости осуществляется по принципу механического периодического вытеснения жидкости рабочим телом, создающим в процессе перемещения определенное давление жидкости. В объемных насосах жидкость получает энергию в результате периодического изменения замкнутого объема, который попеременно сообщается то с входом, то с выходом насоса. Объемными являются насосы поршневые, плунжерные, диафрагменные, роторные и шестеренные.

В современной технике применяется большое количество разновидностей машин. Наибольшее распространение для водоснабжения населения получили лопастные насосы. Рабочим органом лопастной машины является вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями. *Лопастные насосы делятся на центробежные и осевые.*

Центробежными называют лопастные насосы с движением жидкости через рабочее колесо от центра к периферии, осевыми —лопастные насосы (ГОСТ 9366) с движением жидкости через рабочее колесо в направлении его оси. Рабочие колеса осевых насосов состоят из нескольких винтовых полостей, имеющих форму лопастей пропеллера.

Насосы трения и инерции представляют собой группу динамических насосов, в которых передача энергии жидкости осуществляется силами трения и инерции. Сюда относят

вихревые, шнековые, лабиринтные, червячные и струйные насосы. Лопастные насосы классифицируют также по напору, мощности и коэффициенту быстроходности.
Центробежный насос — насос, в котором движение жидкости и необходимый напор создаются за счёт центробежной силы, возникающей при воздействии лопастей рабочего колеса на жидкость.
В *центробежном лопастном насосе* жидкость под действием центробежных сил перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

На рис. 7.1 изображена простейшая схема центробежного насоса. Проточная часть насоса состоит из трех основных элементов - подвода *1*, рабочего колеса *2* и отвода *3*. По подводу жидкость подается в рабочее колесо из подводящего трубопровода. Рабочее колесо *2* передает жидкости энергию от приводного двигателя. Рабочее колесо состоит из двух дисков *а* и *б*, между которыми находятся лопатки *в*, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Жидкость движется через колесо из центральной его части к периферии. По отводу жидкость отводится от рабочего колеса к напорному патрубку или, в многоступенчатых насосах, к следующему колесу.

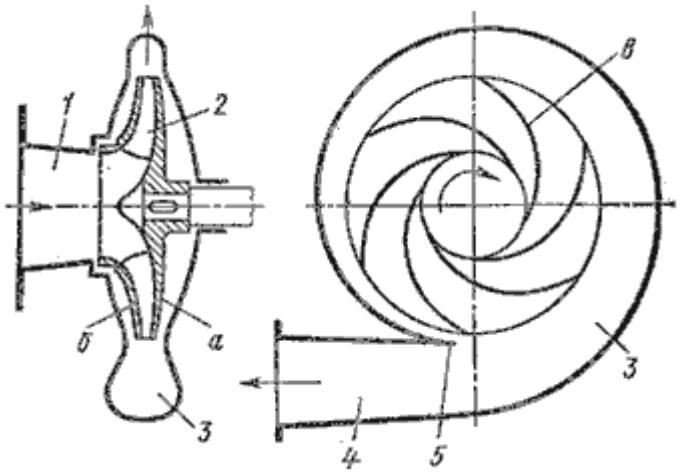


Рис. 7.1. Схема центробежного насоса

В *осевом лопастном насосе* жидкость перемещается в основном вдоль оси вращение рабочего колеса (рис. 7.2). Рабочее колесо осевого насоса похоже на винт корабля. Оно состоит из втулки *1*, на которой закреплено несколько лопастей *2*. Отводом насоса служит осевой направляющий аппарат *3*, с помощью которого устраняется закрутка жидкости, и кинетическая энергия ее преобразуется в энергию давления. Осевые насосы применяют при больших подачах и малых давлениях.

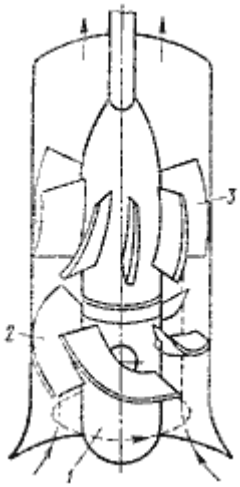


Рис. 7.2. Схема осевого насоса

Осевые насосы могут быть жестколопастными, в которых положение лопастей рабочего колеса не изменяется, и поворотно-лопастными, в которых положение рабочего колеса может регулироваться.

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.
7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1. Принцип действия центробежного насоса.
2. Способы регулирования производительности центробежных насосов.

Практическое занятие № 34

Тема: Характеристика лопастного насоса, устройство и принцип действия.

Цель: Изучить характеристику лопастного насоса, устройство и принцип действия.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Составить конспект

Лопастной насос представляет собой разновидность лопастной машины. В лопастном насосе преобразование механической энергии идет на валу насоса в энергию жидкости совершается во вращательных каналах, образованных лопатками. Для лопастных насосов характерно обтекание вращающихся лопаток потоком жидкости. Лопастные насосы разделяются на два основных типа – центробежные и осевые насосы.

В центробежном насосе перемещение частицы жидкости в рабочем колесе происходит при существенном увеличении ее расстояния от оси вращения. В преобразовании энергии в центробежном насосе большую роль играют кориолисовы силы инерции. В осевом насосе перемещение частицы жидкости происходит при незначительном изменении ее расстояния от оси. В преобразовании энергии в осевых насосах основную роль играет циркуляционное обтекание лопаток. Кроме центробежных и осевых насосов, существую лопаточные насосы промежуточного типа – диагональные насосы.

Центробежные насосы обычно применяются при потребных напорах, превышающих 1000 Дж/кг.

Область применения одноступенчатых осевых насосов в качестве основных, как правило, относится к меньшим напорам и особенно большим расходам – превышающим 150-200 л/сек. Если применить многоступенчатые осевые насосы, можно получить достаточно большие напоры. В ЖРД осевые насосы применяются в основном в качетсве первых ступеней насосов; в частности, нашел широкое применение шнековый насос (шнек). Рабочее колесо шнека имеет 2-3 длинные лопатки, охватывающие втулку колеса на угле, превышающем 180^0. Лопатка шнека спрофилирована по высоте по определенному закону. Шнек создает небольшой напор, но может обеспечивать большие расходы. Недостатком шнекового насоса является невысокий к.п.д., достигающий 0,5. Шнеки обладают хорошими антикавитационным свойствами. Поэтому шнековые насосы нашли применение в качестве ступеней, улучшающих антикавитационные свойства насосов.

Лопаточные насосы имеют следующие положительные свойства:
1) возможность обеспечения практически любых напоров и расходов жидкости;
2) возможность работы на высоких угловых скоростях;
3) небольшая масса насоса;
4) малые габариты насоса;
5) возможность работы на агрессивных жидкостях вследствие отсутствия трущихся пар;
6) удобство привода от электродвигателей и турбин;
7) минимальное количество движущихся частей.

Отрицательными качествами лопаточных насосов являются:
1) сравнительно небольшая величина к.п.д. насоса (обычно не более 0,8-0,85)

2) изменение развиваемого насосом напора при изменении расхода.

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.
7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1. Опишите принцип действия насоса.
2. Назовите область применения насосов
3.Перечислите преимущества и недостатки насоса

Практическое занятие № 35

Тема: Составление характеристики кавитации центробежного насоса

Цель работы: Изучить кавитацию в центробежном насосе.

Порядок выполнения работы:

3. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
4. Дать определение кавитации.
5. Зарисовать схему 4.2 трубки для демонстрации кавитации и дать ее описание.
6. Описать явление кавитации в трубопроводе.

Общие сведения о кавитации.

В некоторых случаях при движении жидкости в закрытых руслах происходит явление, связанное с изменением агрегатного состояния жидкости, т.е. превращение ее в пар с выделением из жидкости растворенных в ней газов.

Наглядно это явление можно продемонстрировать на простом устройстве, состоящим из трубы, на отдельном участке которой установлена прозрачная трубка Вентури (рис.4.2). Вода под давлением движется от сечения *1-1* через сечение *2-2* к сечению *3-3*. Как видно из рисунка, сечение *2-2* имеет меньший диаметр. Скорость течения жидкости в трубе можно изменять, например, установленным после сечения *3-3* краном.

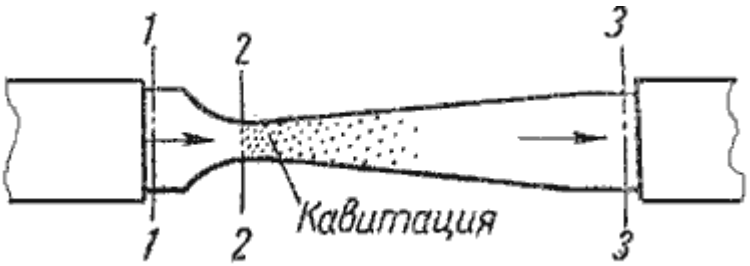


Рис. 4.2. Схема трубки для демонстрации кавитации

При небольшой скорости никаких видимых изменений в движении жидкости не происходит. При увеличении скорости движения жидкости в узком сечении трубки Вентури *2-2* появляется отчетливая зона с образованием пузырьков газа. Образуется область местного кипения, т.е. образование пара с выделением растворенного в воде газа. Далее при подходе жидкости к сечению *3-3* это явление исчезает.

Это явление обусловлено следующим. Известно, что при движении жидкой или газообразной среды, давление в ней падает. Причем, чем выше скорость движения среды, тем давление в ней ниже. Поэтому, при течении жидкости через местное сужение *2-2*, согласно уравнению неразрывности течений, увеличивается скорость с одновременным падением давления в этом месте. Если абсолютное давление при этом достигает значения равного давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре или значения равного давлению, при котором начинается выделение из нее растворимых газов, то в данном месте потока наблюдается *интенсивное парообразование (кипение) и выделение газов*. Такое явление называется **кавитацией.**

При дальнейшем движении жидкости к сечению *3-3*, пузырьки исчезают, т.е. происходит резкое уменьшение их размеров. В то время, когда пузырек исчезает (схлопывается), в точке его схлопывания происходит резкое увеличение давления, которое передается на соседние объемы жидкости и через них на стенки трубопровода. Таким образом, от таких многочисленных местных повышений давлений (гидроударов), возникает вибрация.

Таким образом, *кавитация* - это местное нарушение сплошности течения с образованием паровых и газовых пузырей (каверн), обусловленное местным падением давления в потоке.

Кавитация в обычных случаях является нежелательным явлением, и ее не следует допускать в трубопроводах и других элементах гидросистем. Кавитация возникает в кранах, вентилях, задвижках, жиклерах и т.д.

Кавитация может иметь место в гидромашинах (насосах и гидротурбинах), снижая при этом их коэффициент полезного действия, а при *длительном воздействии кавитации происходит разрушение деталей, подверженных вибрации. Кроме этого разрушаются стенки трубопроводов, уменьшается их пропускная способность вследствие уменьшения живого сечения трубы*

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.

4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.

5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.

6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.

7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.

8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1.Описать принцип действия кавитации.
2.Что такое кавитация?

Практическое занятие № 36

Тема: Характеристика вихревого насоса, устройство и принцип действия.

Цель: Изучить характеристику вихревого насоса, устройство и принцип действия.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Описать и зарисовать принцип работы насоса.
3. Описать преимущества.
4. Описать область применения насоса.

Разновидностью центробежных лопаточных насосов является **вихревой насос. Принцип работы:** Колесо с небольшими выфрезерованными на периферии лопатками вращается в корпусе так, что между корпусом и колесом имеется кольцевой канал постоянного сечения. Входное и выходное отверстия разделены перемычкой, прилегающей (с малым зазором) к колесу. Жидкость захватывается лопатками, проходит по межлопаточному каналу и выбрасывается в кольцевой канал кожуха. Двигаясь по кольцевому каналу, жидкость до выхода из насоса многократно поступает в межлопаточные каналы. В известной мере, вихревой насос действует как многоступенчатый центробежный насос.

Преимущество вихревого насоса состоит в том, что при данной окружности скорости колеса напор вихревого насоса получается большим, чем у центробежного (почти в два раза). Вихревые насосы обладают хорошей всасывающей способностью. При малой производительности (до 10 л/сек) вихревой насос может иметь более высокий к.п.д., чем центробежный насос, а при Q>10 л/сек к.п.д. вихревых насосов меньше, чем у центробежного лопаточного насоса..

Из краткого рассмотрения различных типов насосов можно заключить, что в отдельных случая все рассмотренные виды насосов могут найти **применение** в системах питания ЖРД. Но при сравнительно больших расходах агрессивной жидкости

лопаточные насосы наиболее полно отвечают требованиям, предъявляемым к насосам систем питания ЖРД, поэтому лопаточные насосы нашли широкое применение в системах питания ЖРД.

Отметим особенность современных насосов. В настоящее время характерно **применение** комбинированных лопаточных насосов, состоящих из лопаточных ступеней различного типа. В комбинированных лопаточных насосах используются лучшие свойства каждого из типов лопаточных насосов. Наибольшее распространение получило сочетание шнековой ступени с центробежной, установленных на одном валу. Такой насос называется шнеко-центробежным. Он обладает высокими антикавитационными и напорными качествам.

В системе питания находит также применение сочетание шнеко-центробежного насоса со вспомогательными (бустерными) струйными или лопаточными насосами.

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.
7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1. Опишите принцип действия насоса.
2. Назовите область применения насосов
3.Перечислите преимущества и недостатки насоса

Практическое занятие № 37

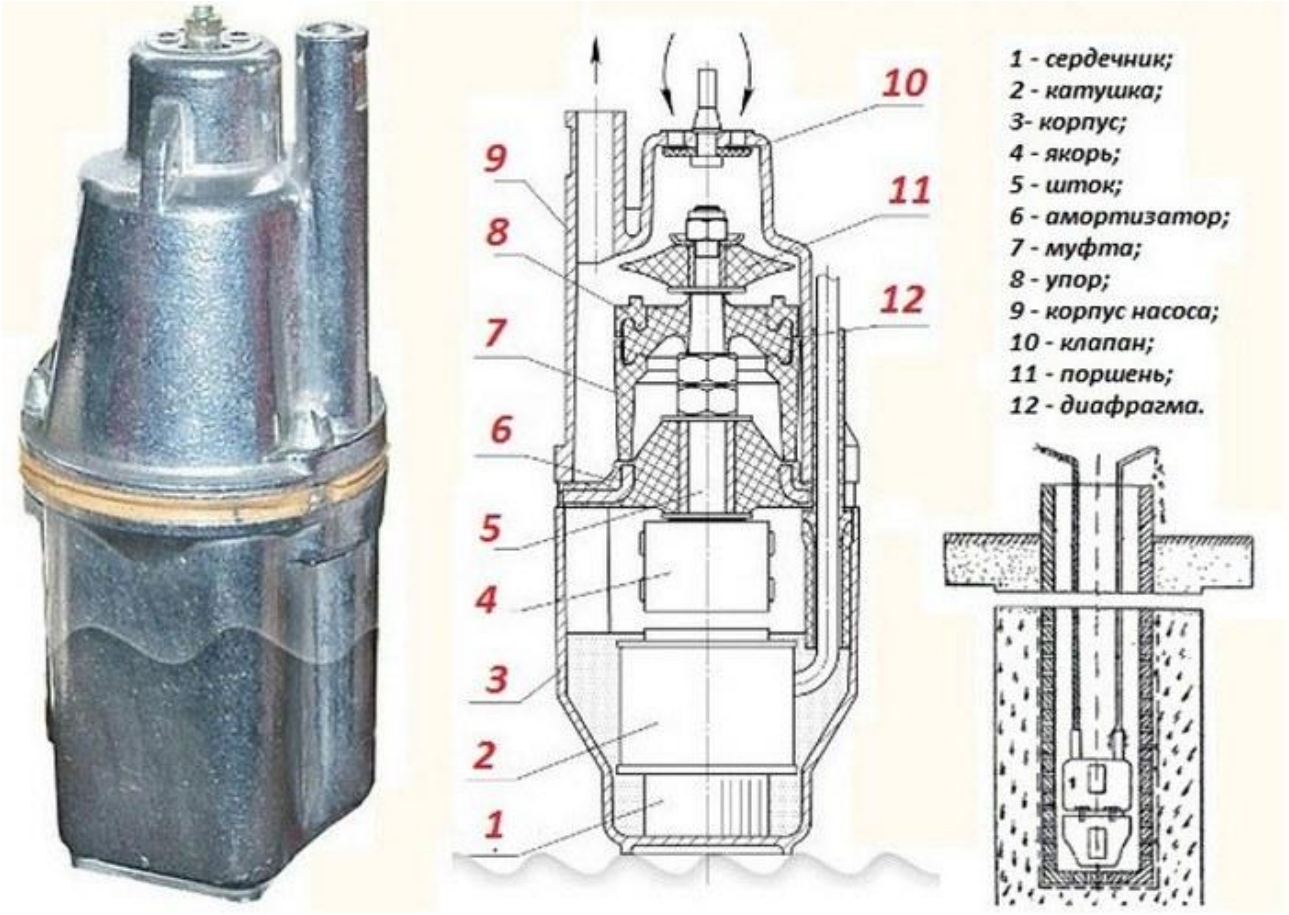
Тема: Характеристика погружного насоса, устройство и принцип действия.

Цель: Изучить характеристику погружного насоса, устройство и принцип действия.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Описать и зарисовать принцип работы насоса.
3. Описать преимущества и недостатки насоса.
4. Описать область применения насоса.

Погружной насос – незаменимый помощник в любом загородном доме. **Применяется** для подъема воды из скважины, колодца или водоема, расположенного рядом с приусадебным участком.



Глубинный насос – простое устройство, состоит из нескольких элементов.
Принцип работы. Основной, движущий массу воды элемент – силовой. Это электромагнитный сердечник в виде буквы «П». Электротехническая сталь, с плотно накрученной обмоткой, изолированной лаком, залита эпоксидной смолой так, чтобы обеспечить безопасность работы устройства, исключая вероятность доступа воды в устройство сердечника. Сам электромагнит крепко держится внутри корпуса, благодаря надёжной фиксации и полостям, занятым кварцевым песком, необходимым для провода охлаждения через листки электротехнической стали.
На магните в форме буквы «П» закреплён шток. Он работает с резиновой шайбой, служащей в качестве амортизирующей прокладки. Качество прокладки влияет на работоспособность аппарата в целом. Принцип действия прокладки следующий. Амортизатор прилегает к пластиковой муфте, она изолирует работу камеры насоса. Муфта работает как ёмкость для набора и прохождения воды, изолируя жидкость от электрического механизма агрегата. Специальная диафрагма направляет и фиксирует шток, она закрепляется во внутренней части муфты.
Резиновые вставки в форме грибов, называются обратными клапанами. Через эти части вода просачивается внутрь камеры, но они не позволяют жидкости выходить, так как предусмотрены в качестве запирающего механизма при сдавливании.
Изменяющаяся сила давления внутри нагнетающей камеры позволяет работать насосу. Возвратно-поступательные передвижения поршня (или диафрагмы, в зависимости от модели) из резины вызывают скоростное поступление воды. Агрегат, получающий

электричество, провоцирует возникновение на обмотках катушки магнитного поля. П-образный сердечник при намагничивании притягивает вибрационную часть агрегата – катушку, которая расположена в камере нагнетания.
Полученный импульс влияет на поршень, тот заворачивается внутрь, а штоковое устройство следом отбрасывается с действием обратных клапанов. Принцип обратно-поступательного тока обусловлен условиями работы переменного тока, поочередно возникающего и пропадающего и образуя провалы без намагниченности катушки. Это свойство позволяет катушке каждый раз отбрасываться назад и при намагничивании опять повторять действие. Поршень, давящий на воду, высвобождает новое пространство для следующей порции воды, мгновенно отправляющейся в муфту из-за создавшегося давления.
Такие циклы проходят с периодичностью 100 раз в секунду, позволяя перенести около сотни объёмов камеры. Именно такая ритмичность действия, вызванного движением штока, и создаёт постоянную вибрацию во время работы агрегата. Благодаря этому процессу насосы получили название «вибрационные».
К наиболее значимым **достоинствам** рассматриваемых насосов следует отнести:

- компактные размеры;
- невысокую стоимость (по сравнению с ценой на центробежные насосы);
- минимальное потребление электроэнергии.

Среди **минусов** погружных насосов вихревого типа обычно выделяют:

- разрушение стенок скважины от вибраций (минимизировать вибрационное воздействие вихревого насоса на стенки скважины можно, если надеть на его корпус резиновые кольца);
- невысокую мощность;
- достаточно низкую производительность перекачивания жидкой среды.

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.
7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1. Опишите принцип действия насоса.
2. Назовите область применения насосов
3.Перечислите преимущества и недостатки насоса

Практическое занятие № 38

Тема: Расчет гидропривода строгального станка.

Цель: Усвоение методики расчёта гидравлических приводов строгального станка

Порядок выполнения работы.

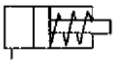
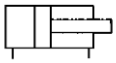
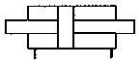
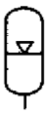
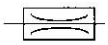
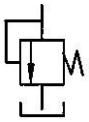
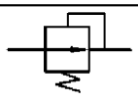
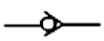
1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Выписать обозначения используемых величин.
3. Зарисовать обозначение элементов гидроприводов по ЕСКД
4. Описать и зарисовать рис.7.
5. Выписать дано и решение.

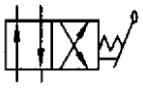
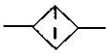
1. Расчет гидропривода строгального станка.

Обозначения используемых величин

$n_н$ – частота вращения вала насоса;
$n_г$ – частота вращения вала гидромотора;
$\upsilon_п$ – скорость движения поршня гидроцилиндра;
$V_н$ –рабочий объем насоса;
$V_г$ – рабочий объем гидромотора;
$Q_г$ – расход рабочей жидкости через гидромотор;
$Q_{кл}$ – расход через переливной клапан;
$Q_{НУ}$ – подача насосной установки;
$Q_т$ – теоретическая подача насоса;
$K_{ОН}$ – коэффициент объемных потерь в насосе;
$K_{ОГ}$ – коэффициент объемных потерь в гидромоторе;
$K_к$ – коэффициент характеристики переливного клапана;
$K_р$ – коэффициент характеристики регулятора насоса;
$N_{вх}$ – мощность, потребляемая насосом (насосной установкой);
$N_{вых}$ – мощность на выходном звене гидропривода;
$\eta_{ГП}$ –КПД гидропривода;
$\eta_{МН}$ – механический КПД насоса;
$\eta_{МГ}$ – механический КПД гидромотора;
$\eta_{МЦ}$ – механический КПД цилиндра; $\eta_{ОГ}$ – объемный КПД гидромотора;
$\eta_{ОН}$ – объёмный КПД насоса;
$\eta_{ОЦ}$ – объёмный КПД гидроцилиндра;
p_{min} – давление настройки регулятора насоса; $p_{к min}$ – давление настройки переливного клапана;
F – сила на штоке;
υ – скорость;
l – фактическая длина трубопровода;
d – диаметр проходного сечения трубопровода;
$S_{др}$ – площадь проходного сечения регулируемого дросселя;
λ – коэффициент потерь на трение по длине;
$l_{Эф}$ – длина трубопровода, потери в котором эквивалентны потерям в фильтре; $l_{Эр}$ – длина трубопровода, потери в котором эквивалентны потерям в распределителе;
ζ - коэффициент потерь в местном сопротивлении;
μдр – коэффициент расхода гидродросселя; υ – кинематическая вязкость рабочей жидкости;
ρ – плотность рабочей жидкости.

Обозначение элементов гидроприводов по ЕСКД

Обозначение	Наименование элемента (агрегата)
	насос нерегулируемый и нереверсивный
	насос нерегулируемый и реверсивный
	насос регулируемый и реверсивный
	гидроцилиндр одностороннего действия с односторонним штоком
	телескопический гидроцилиндр одностороннего действия
	гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком
	гидроцилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком
	гидропневмоаккумулятор
	нерегулируемый (настраиваемый) гидродроссель
	регулируемый гидродроссель
	предохранительный или переливной гидроклапан
	редукционный гидроклапан
	обратный гидроклапан

	гидрораспределитель двухпозиционный, четырех линейный, с ручным управлением
	открытый гидробак
	фильтр
	теплообменник (охладитель)

2. Исходные данные и выбор эквивалентной схемы гидропривода

На рисунке 7 представлена упрощенная схема гидропривода строгального станка.

Насос *1* с переливным клапаном *2* образуют насосную установку, которая подает рабочую жидкость из бака *3* к гидроцилиндру *4*, обеспечивающего движение режущего инструмента. Скорость движения поршня гидроцилиндра $\upsilon_п$ регулируется за счет изменения проходного сечения регулируемого гидродросселя *5*, а реверс движения обеспечивается переключением гидрораспределителя *6*. Для очистки рабочей жидкости в систему включен фильтр *7*.

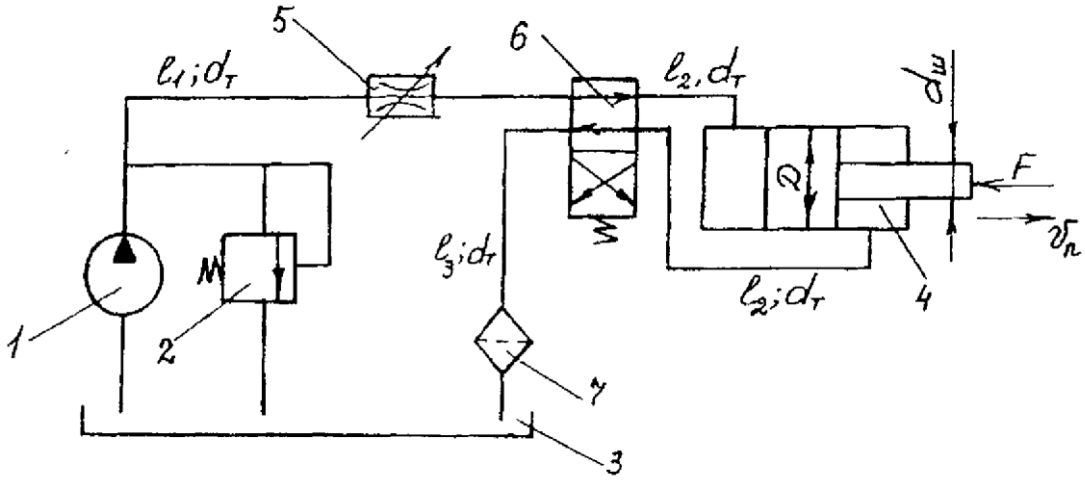


Рисунок 7 – Схема гидропривода строгального станка

Дано

Усилие резания F =8 кН =8000 Н ;

размеры гидроцилиндра: D =50 мм =0,05 м; dш =30 мм =0,03м ;

параметры трубопроводов: l_1 =3м, l_2 =1,5 м, l_3 =4 м, $d_т$ =10 мм =0,01м;
эквивалентные длины: фильтра $l_{ЭФ}$ =200*$d_т$ =200*0,01=2 м и каждого канала распределителя $l_{ЭР}$ =150*$d_т$ =150*0,01=1,5 м ;

параметры гидродросселя: площадь проходного сечения $S_{др}$ =5мм^2 =5*10^{-6} м^2 и коэффициент расхода $\mu_{др}$ =0,7 ;

параметры насоса: рабочий объем $V_н$ =10 см^3 =10^{-5} м^3, частота вращения вала

$n_н$ =1460 мин$^{-1}$ =1460/ 60 =24,333с$^{-1}$,

объемный к.п.д. $\eta_{ОН}$ =0,85 при p =7 МПа , механический к.п.д. $\eta_{МН}$ =0,9;

характеристика переливного клапана: $p_{кmin}$ =5 МПа =5*10^6 Па при Qк =0 и

Kк =0,004 МПа *с/см^3 =4*10^9 Па *с/м^3 ; параметры рабочей жидкости:
кинематическая вязкость υ =0,2 см^2/с =2*10^{-5} м^2/с и плотность ρ =800 кг/м^3 .

Определить:

– скорость движения штока гидроцилиндра;
– мощность, потребляемую гидроприводом;
– коэффициент полезного действия гидропривода.

Решение

Первым шагом решения является замена принципиальной схемы гидропривода эквивалентной схемой, в которой в условном виде с использованием любых символов представляют все виды гидравлических сопротивлений.

Эквивалентная схема гидропривода представляет собой ряд последовательно соединённых элементов (гидравлических сопротивлений) и это определяет дальнейший ход решения.

На рисунке 8 представлен один из возможных вариантов такой эквивалентной схемы, полученной по принципиальной схеме рассматриваемого гидропривода (см. рис. 7).

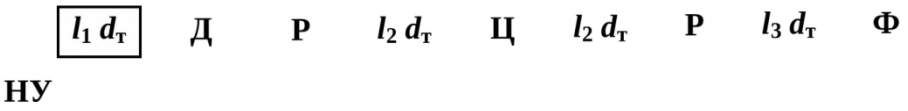


Рисунок 8 – Эквивалентная схема гидропривода

Из эквивалентной схемы (рис. 8) видно, что поток рабочей жидкости от насосной установки НУ по трубопроводу длиной l_1, подходит к дросселю Д, а затем через один из каналов распределителя Р и трубе l_2 к гидроцилиндру Ц. Из гидроцилиндра по такой же трубе l_2 через другой канал распределителя Р, трубу l_3 и фильтр Ф сливается в гидробак.

Таким образом, схема гидропривода представляет собой ряд последовательно соединенных элементов (гидравлических сопротивлений) и это определяет дальнейший ход решения:

а) выбор масштаба и построение характеристики насосной установки;

б) составление общего уравнения характеристики трубопровода;

в) определение коэффициентов уравнения и построение этой характеристики;

г) нахождение рабочей точки гидросистемы и ответ на поставленные вопросы.

Список использованной литературы

1. Станочные гидроприводы/ В.К. Свешников, А.А. Усов.
2. Справочник.- М.: Машиностроение, 1982.- 464с.
3. Гидроприводы и гидропневматика станков/В.А. Федорец, М.И. Педченко, А.Ф. Пичко и др. Под ред. В.А. Федорца.- К.: Виша школа, Головное изд-во, 1967.-375с

Интернет-ресурс

1. Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
2. Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Объясните из каких условных обозначений состоит схема?
2. Опишите принцип работы гидропривода строгального станка.

Практическое занятие № 39

Тема: Расчет гидропривода подъемного механизма.

Цель: Изучить конструкцию гидравлических подъемников; ознакомиться с методикой проведения расчетов данных подъемников.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Записать исходные данные для определения гидропривода
3. Описать и зарисовать рис.5.1.
4. Выписать решение задачи

1 Гидропривод подъемного механизма

Устройство гидропривода:

Привод имеет насос 3, к которому со стороны резервуара 1с рабочей жидкостью подсоединён всасывающий трубопровод 2, а с другой - напорный трубопровод 4. Далее, 5 - фильтр, 6 - обратный клапан, 7- гидроаккумулятор, 8 - автомат разгрузки, 9 - сливной трубопровод, 10 - напорная магистраль, 11 - распределитель, 12 -исполнительный механизм (гидроцилиндр).

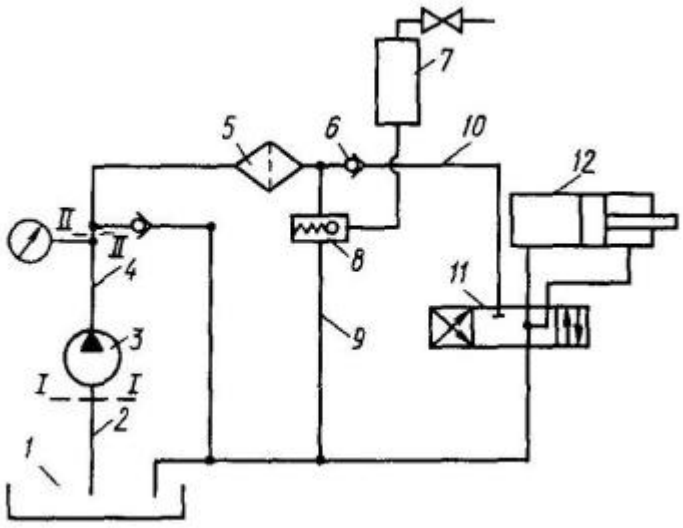


Рис.5.1. Схема объёмного гидропривода (ОГ).

2.Исходные данные и выбор эквивалентной схемы гидроприводов

В гидроприводе, упрощенная схема которого представлена на рисунке 10 регулируемый насос 1 подает рабочую жидкость из гидробака 2 через дроссель 3 к двум гидромоторам 4 и 5, а от них чрез фильтр 6 обратно в гидробак 2. Выходные валы гидромоторов через механические редукторы 7 связаны со шкивами 8, на которые наматываются тросы с подвешенными грузами.

Дано

Вес грузов $G_1 = 2{,}9$ кН и $G_2 = 2{,}7$ кН;

параметры насоса: максимальный рабочий объем $V_{н\_max} = 30$ см^3 = $30 \cdot 10^{-5}$ м^3

частота вращения вала $n_н = 25$ с$^{-1}$

коэффициент объемных утечек $K_{он} = 0{,}03$ Па$^{-1}$ = $3 \cdot 10^{-8}$ Па$^{-1}$

механический КПД $\eta_н = 0{,}9$

параметры регулятора подачи: давление настройки $p_{р\_max} = 4{,}85$ МПа= $4{,}85 \cdot 10^6$ Па

коэффициент регулятора $K_р = 0{,}001$ м^3 = 10^{-9} м^3

размеры гидролиний $d_1 = d_2 = 0{,}8$ см=0,008 м. $l_1 = 5$ м, $l_2 = l_3 = 8{,}5$ м, $l_4 = 3$ м.

коэффициент сопротивления фильтра $\xi_ф = 5$

параметры гидродросселя: площадь проходного сечения $S_{др} = 12$ мм^2 = $12 \cdot 10^{-6}$ м^2

коэффициент расхода $\mu_{др} = 0{,}7$

параметры гидромоторов: рабочий объем $V_м = 32$ см^3 = $32 \cdot 10^{-6}$ м^3

механический КПД $\eta_м = 0{,}9$

коэффициент объемных утечек $\beta_м = 0{,}031$ МПа = $3 \cdot 10^{-8}$ Па$^{-1}$

передаточное отношение мевханического регулятора $i = n_{40} / n_{100} = 40$

диаметр шкива $D = 0{,}5$ м

параметры рабочей жидкости: кинематическая вязкость $\nu = 0{,}14$ см^2/с= $14 \cdot 10^{-6}$ м^2/с

плотность $\rho = 900$ кг/м^3

Принять, что в трубах с диаметром d_1 режим течения турбулентный и коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}04$, а с диаметром d_2 - ламинарный.

Моменты на валах гидромоторов определяются по формулам:

$$M_1 = G_1 \cdot \frac{D}{2i} = 2900 \cdot \frac{0{,}5}{2 \cdot 40} = 18{,}12 \text{ Н} \cdot \text{м} \qquad M_2 = G_2 \cdot \frac{D}{2i} = 2700 \cdot \frac{0{,}5}{2 \cdot 40} = 16{,}87 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Определить:

скорость подъема грузов;

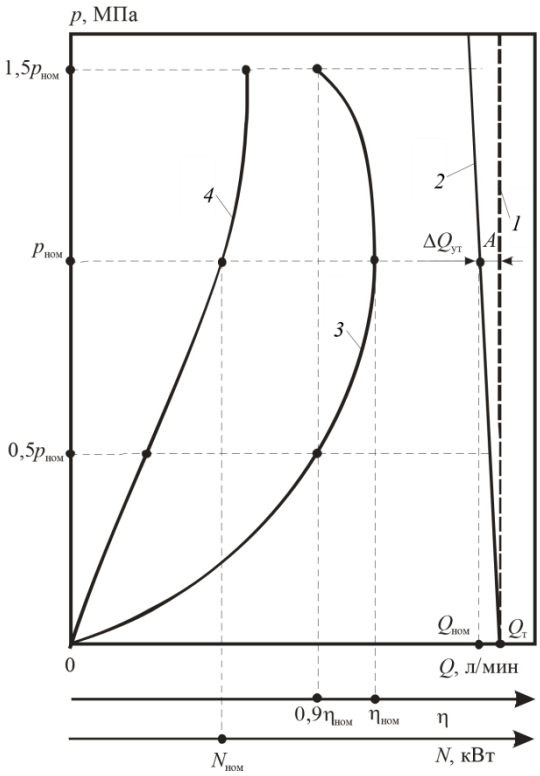
мощность, потребляемую гидроприводом;

КПД гидропривода.

Решение

Первым шагом решения является замена принципиальной схемы гидропривода эквивалентной схемой, в котором в условном виде с использованием любых символов представляют все виды гидравлических сопротивлений.

Эквивалентная схема гидропривода подъемного механизма представляет собой сложный трубопровод с последовательно - параллельным соединением отдельных участков (простых трубопроводов) 1,2,3 и 4, каждый из которых состоит из соединенных элементов (гидравлических сопротивлений).



3.Определение КПД гидропривода

КПД гидропривода определяют при выполнении рабочей операции из следующего выражения:

$\eta = N_п / N_н$, (1.15)

где $N_п$ – полезная мощность, развиваемая выходным звеном гидроцилиндра;

$N_н$ – мощность, потребляемая насосом (подводимая к насосу).

Полезная мощность при работе гидроцилиндра

$$N\ P_п = \upsilon_р, \quad (1.16)$$

где P – нагрузка на штоке;

$\upsilon_р$ – скорость выполнения операции.

Мощность, потребляемая насосом,

$N_н = p^{н\,н} Q / \eta_н$, (1.17)

где $p_н$, $Q_н$, $\eta_н$ – рабочее давление, подача и КПД насоса, которые определяются по точке C_0.

Список использованной литературы

4. Станочные гидроприводы/ В.К. Свешников, А.А. Усов.
5. Справочник.- М.: Машиностроение, 1982.- 464с.
6. Гидроприводы и гидропневматика станков/В.А. Федорец, М.И. Педченко, А.Ф. Пичко и др. Под ред. В.А. Федорца.- К.: Виша школа, Головное изд-во, 1967.-375с

Интернет-ресурс

3. Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
4. Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

3. Объясните из каких условных обозначений состоит схема?
4. Опишите принцип работы гидропривода подъемного механизма.

Практическое занятие № 40

Тема: Схемы соединения гидро и пневмоприводов.

Цель: Изучить схемы соединения гидро и пневмоприводов.

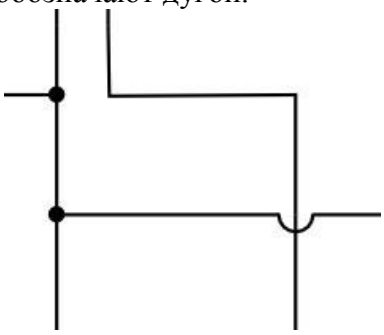
Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Описать и зарисовать схемы соединения гидро и пневмоприводов.

Гидравлическая схема представляет собой элемент технической документации, на котором с помощью условных обозначений показана информация об элементах гидравлической системы, и взаимосвязи между ними.
Согласно нормам ЕСКД гидравлические схемы обозначаются в шифре основной надписи литерой «Г» (пневматические схемы — литерой «П»).
Как видно из определения, на гидравлической схеме условно показаны элементы, которые связаны между собой трубопроводами - обозначенными линиям. Поэтому, для того, чтобы правильно читать гидравлическую схему нужно знать, как обозначается тот или иной элемент на схеме. Условные обозначения элементов указаны в ГОСТ 2.781-96.
Рассмотрим основные элементы **гидросхем.**

Трубопроводы

Трубопроводы на гидравлических схемах показаны сплошными линиями, соединяющими элементы. Линии управления обычно показывают пунктирной линией. Направления движения жидкости, при необходимости, могут быть обозначены стрелками. Часто на гидросхемах обозначают линии - буква **Р обозначает линию давления, Т - слива, Х - управления, l - дренажа.**
Соединение линий показывают точкой, а если линии пересекаются на схеме, но не соединены, место пересечения обозначают дугой.



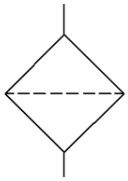
Бак

Бак в гидравлике - важный элемент, являющийся хранилищем гидравлической жидкости. Бак, соединенный с атмосферой показывается на гидравлической схеме следующим образом.

Закрытый бак, или емкость, например гидроаккумулятор, показывается в виде замкнутого контура.

Фильтр

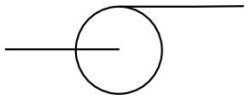
В обозначении фильтра ромб символизирует корпус, а штриховая линия фильтровальный материал или фильтроэлемент.



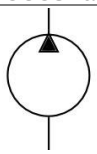
Насос

На гидравлических схемах применяется несколько видов обозначений насосов, в зависимости от их типов.

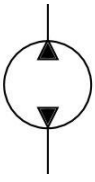
Центробежные насосы, обычно изображают в виде окружности, в центр которой подведена линия всасывания, а к периметру окружности линия нагнетания:



Объемные (шестеренные, поршневые, пластинчатые и т.д) **насосы** обозначают окружностью, с треугольником-стрелкой, обозначающим направление потока жидкости.



Если на насосе показаны две стрелки, значит этот агрегат обратимый и может качать жидкость в обоих направлениях.

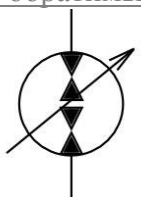


Если обозначение перечеркнуто стрелкой, значит насос регулируемый, например, может изменяться объем рабочей камеры.

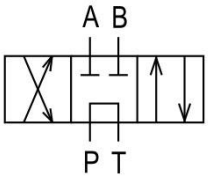
Гидромотор

Обозначение гидромотора похоже на обозначение насоса, только треугольник-стрелка развернуты. В данном случае стрелка показывает направление подвода жидкости в гиромотор.

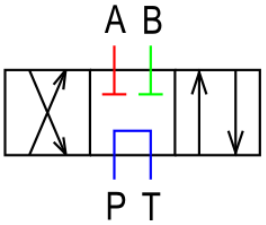
Для обозначения гидромотра действую те же правила, что и для обозначения насоса: обратимость показывается двумя треугольными стрелками, возможность регулирования диагональной стрелой.
На рисунке ниже показан регулируемый обратимый насос-мотор.



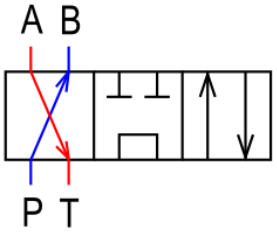
Распределитель
Распределитель на гидросхеме показывается набором, квадратных окон, каждое из которых соответствует определенному положению золотника (позиции). Если распределитель двух позиционный, значит на схеме он будет состоять из двух квадратных окон, трех позиционный - из трех. Внутри каждого окна показано как соединяются линии в данном положении.
Рассмотрим пример.



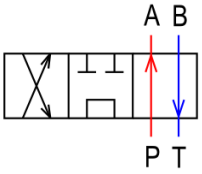
На рисунке показан четырех линейный (к распределителю подведено четыре линии А, В, Р, Т), трех позиционный (три окна) **распределитель**. На схеме показано нейтральное положение золотника распределителя, в данном случае он находится в центральном положении (линии подведены к центральному окну). Также, на схеме видно, как соединены гидравлические линии между собой, в рассматриваемом примере в нейтральном положении **линии Р и Т соединены между собой, А и В - заглушены.**



Как известно, распределитель, переключаясь может соединять различные линии, это и показано на гидравлической схеме.
Рассмотрим левое окно, на котором показано, что переключившись **распределитель соединит линии Р и В, А и Т**. Этот вывод можно сделать, виртуально передвинув распределитель вправо.



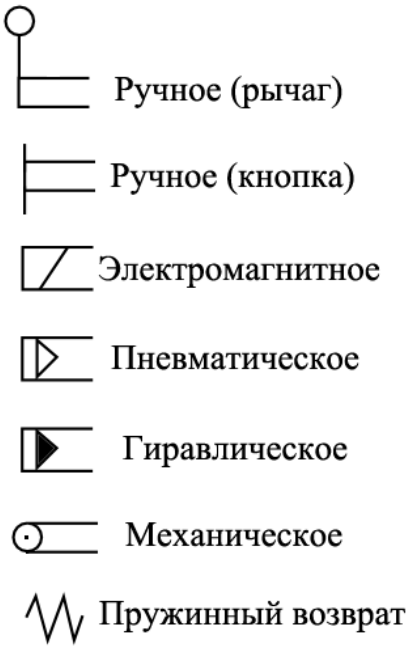
Оставшееся положение показано в правом окне, **соединены линии P и A, B и T.**



Устройства управления

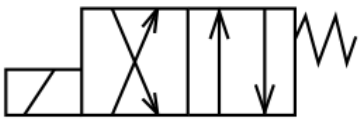
Для того, чтобы управлять элементом, например распределителем, нужно каким-либо образом оказать на него воздействие.

Ниже показаны условные обозначения: ручного, механического, гидравлического, пневматического, электромагнитного управления и пружинного возврата.



Эти элементы могут компоноваться различным образом.

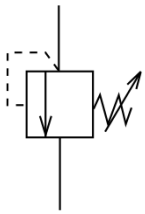
На следующем рисунке показан **четырех линейный, двухпозиционный распределитель, с электромагнитным управлением и пружинным возвратом.**



Клапан

Клапаны в гидравлике, обычно показываются квадратом, в котором условно показано поведение элементов при воздействии.

Предохранительный клапан

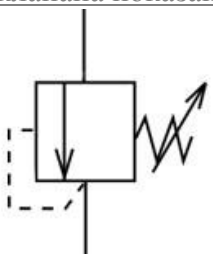


На рисунке показано условное обозначение **предохранительного клапана**. На схеме видно, что как только давление в линии управления (показана пунктиром) превысит настройку регулируемой пружины - стрелка сместиться в бок, и клапан откроется.

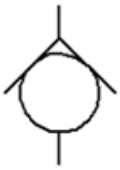
Редукционный клапан

Также в гидравлических и пневматических системах достаточно распространены **редукционные клапаны**, управляющим давлением в таких клапанах является давление в отводимой линии (на выходе редукционного клапана).

Пример обозначения редукционного клапана показан на следующем рисунке.



Обратный клапан



Назначение обратного клапана - пропускать жидкость в одном направлении, и перекрывать ее движение в другом. Это отражено и на схеме. В данном случае при течении сверху вниз шарик (круг) отойдет от седла, обозначенного двумя линиями. А при подаче жидкости снизу - вверх шарик к седлу прижмется, и не допустит течения жидкости в этом направлении.

Часто на схемах обратного клапана изображают пружину под шариком, обеспечивающую предварительное поджатие.

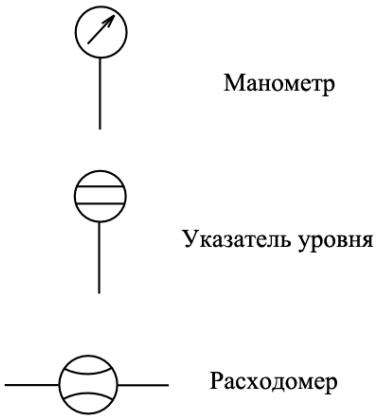
Дроссель

Дроссель - регулируемое гидравлическое сопротивление.

Гидравлическое сопротивление или нерегулируемый дроссель на схемах изображают двумя изогнутыми линиями. Возможность регулирования, как обычно, показывается добавлением стрелки, поэтому регулируемый дроссель будет обозначаться следующим образом:

Устройства измерения

В гидравлике наиболее часто используются следующие измерительные приборы: манометр, расходомер, указатель уровня, обозначение этих приборов показано ниже.



Реле давления

Данное устройство осуществляет переключение контакта при достижении определенного уровня давления. Этот уровень определяется настройкой пружины. Все это отражено на схеме реле давления, которая хоть у чуть сложнее, чем представленные ранее, но прочитать ее не так уж сложно.

Гидравлическая линия подводится к закрашенному треугольнику. Переключающий контакт и настраиваемая пружина, также присутствуют на схеме.

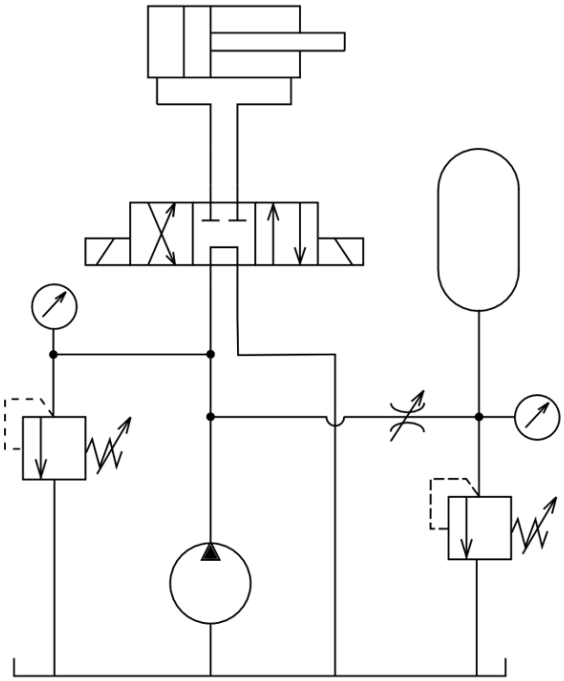
Объединения элементов

Довольно часто в гидравлике один блок или аппарат содержит несколько простых элементов, например клапан и дроссель, для удобства понимания на гидросхеме элементы входящие в один аппарат очерчивают штрих-пунктирой линией.

Для того, чтобы правильно читать гидравлическую схему нужно знать условные обозначения элементов, разбираться в принципах работы и назначении гидравлической аппаратуры, уметь поэтапно вникать в особенности отдельных участков, и правильно объединять их в единую гидросистему.

Для правильного оформления гидросхемы нужно оформить перечень элементов согласно стандарту. Узнать как оформить перечень элементов на схеме.

Ниже показана **схема гидравлического привода**, позволяющего перемещать шток гидроцилиндра, с возможностью зарядки гидроаккумулятора.



Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Объясните из каких условных обозначений состоит схема?

Практическое занятие № 41

Тема: Выполнение условных графические обозначения элементов гидро- и пневмоприводов.

Цель: Изучить условные графические обозначения элементов гидро- и пневмоприводов

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Зарисовать таблицу 7.1 условного обозначения основных гидроэлементов
3. Зарисовать и описать гидросхему привода поворота стрелы

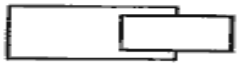
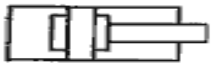
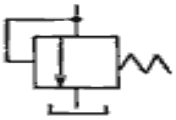
Общие сведения.

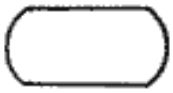
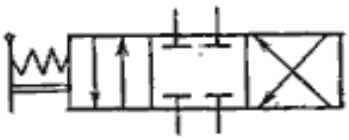
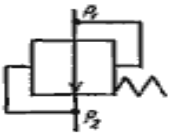
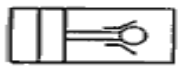
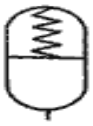
Кроме насосов и гидромоторов существуют и другие разнообразные по конструкции и назначению гидроэлементы. Одни управляют потоком рабочей жидкости, другие служат для обеспечения безотказной работы гидросистем и т.д. Совокупность этих устройств называется *гидроприводом* и требует отдельного изучения. Все гидроэлементы имеют свое условное обозначение, из которых составляются гидросхемы по аналогии с электрическими схемами.
Ниже приводятся условные обозначения основных гидроэлементов.

Таблица 7.1

Условные обозначения основных гидроэлементов

Обозначение	Описание элемента
	Гидронасос нерегулируемый с постоянным направлением потока
	Гидронасос нерегулируемый с реверсивным направлением потока
	Гидронасос регулируемый
	Гидромотор нерегулируемый с постоянным направлением потока
	Гидромотор нерегулируемый с реверсивным направлением потока
	Гидромотор регулируемый
	Гидроцилиндр поршневой с односторонним штоком

	Гидроцилиндр поршневой с двухсторонним штоком
	Гидроцилиндр плунжерный
	Гидроцилиндр телескопический
	Гидроцилиндр с торможением в конце хода
	Дроссель настраиваемый
	Дроссель регулируемый
	Клапан напорный

	Теплообменник
	Гидропреобразователь
	Гидробак с атмосферным давлением
	Гидробак с давлением выше атмосферного
	Гидрораспределитель четырехлинейный двухпозиционный с управлением от кулачка
	Гидрораспределитель четырехлинейный трехпозиционный с ручным управлением и перекрытым потоком в исходной позиции
	Гидрораспределитель четырехлинейный трехпозиционный с электромагнитным управлением и закольцованным потоком в исходной позиции
	Клапан перепада давлений ($P_1 - P_2 = \text{const}$)
	Клапан обратный
	Гидрозамок
	Гидроаккумулятор грузовой
	Гидроаккумулятор пружинный
	Гидроаккумулятор пневмогидравлический
	Фильтр

На рис. 7.8 изображен составленный из условных обозначений пример гидравлической схемы привода поворота стрелы челюстного погрузчика.
Схема состоит из бака, нерегулируемого гидромотора, трехпозиционного гидрораспределителя, двух регулируемых дросселей с параллельно подключенными к ним обратными клапанами, двух гидроцилиндров, фильтра и предохранительного клапана.

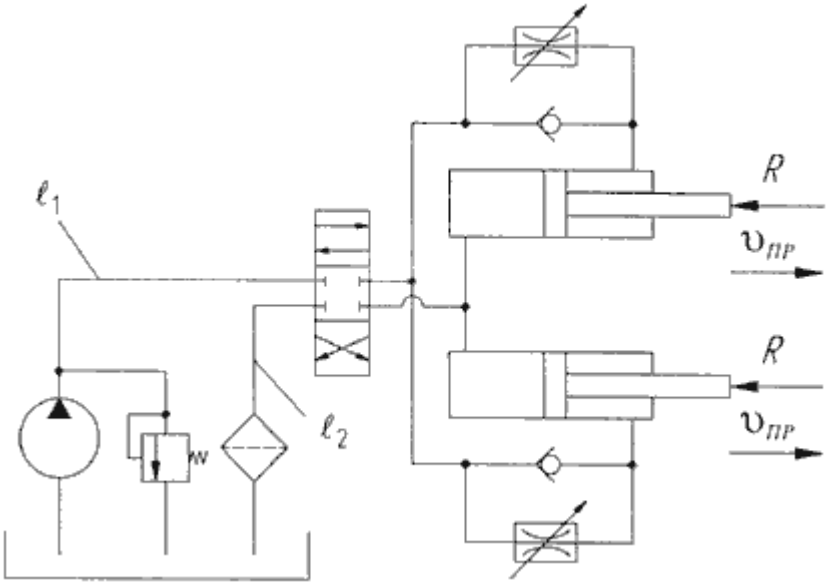


Рис.7.8. Гидросхема привода поворота стрелы

Принцип работы гидропривода заключается в следующем. Из бака рабочая жидкость (масло) забирается насосом и подается к гидрораспределителю. В нейтральном положении золотника гидрораспределителя при работающем насосе на участке трубопровода между насосом и распределителем начинает увеличиваться давление, при этом срабатывает предохранительный клапан и жидкость сливается обратно в бак. При смене позиции золотника (нижняя позиция на схеме) открываются проходные сечения в гидрораспределителе, и жидкость начинает поступать в полости нагнетания гидродвигателей (поршневые полости гидроцилиндров). Из штоковой полости гидроцилиндров масло по гидролинии слива проходит через регулируемые дроссели, гидрораспределитель и, очищаясь фильтром, попадает на слив в бак.
Скорость поступательного движения штоков гидроцилиндров регулируется дросселями. Реверсирование движения штоков осуществляется путем переключения позиций гидрораспределителя. При обратном движении штоков без нагрузки их скорость не регулируется и зависит от расхода рабочей жидкости в штоковые полости. При аварийной остановке штоков (например, непреодолимое усилие) давление в системе возрастает, вызывая тем самым открытие предохранительного клапана и сброс рабочей жидкости в бак.

Литература.

1. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
2. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебное пособие. - М.: ОА ВС РФ, 2004.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2. Учебник для ВУЗов. - М.: МГИУ, 2004.
5. Вознюк В.С. Гидравлика и гидравлические машины. Учебник. - М.: МО, 1979.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982.
7. Ладур А.Д. Гидравлические системы бронетанковой и автомобильной техники. - М.: МО, 1976.
8. Ладур А.Д. Руководство к лабораторным работам по курсу гидравлики и гидравлических машин. - М.: ВА МО, 1971.

Вопросы для самоконтроля:

1. Как обозначаются элементы гидравлических схем приводов по ГОСТу?
2. Как обозначаются элементы пневматических схем приводов по ГОСТу?
3. Как обозначаются вспомогательные элементы приводов по ГОСТу?

Практическое занятие № 42

Тема: Графические условные обозначения элементов гидро- и пневмоприводов.

Цель: Изобразить графические условные обозначения элементов гидро- и пневмоприводов.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Произвести описание и выполнить условные графические обозначения.

Условные графические обозначения- это азбука мира гидравлики, без умения читать принципиальные схемы трудно, а порой невозможно разобраться в устройстве той или иной гидравлической системы. Приведенная ниже таблица даст основное представление о графическом обозначении некоторых гидравлических компонентов. Символы в таблице соответствуют стандарту ISO (ISO 1219-1), и в некоторых случаях могут отличаться от символов ЕСКД и ГОСТ (ГОСТ 2.781-96.

Но порой, даже выучив все условные обозначения, остаются проблемы с пониманием для чего конкретный символ применяется в цепи и как он работает в реальной жизни. Все эти вопросы мы постараемся разобрать позже, а в данной статье немного поговорим о таких простых и наиболее распространенных графических символах как линии.

Основным элементом любой схемы являются линии разных типов. Чаще всего встречаются сплошные черные линии, которые мы будем называть основными или базовыми. Данный тип линии используют при начертании основных символов, а также для обозначения напорных (высокого давления), сливных (низкого давления) и всасывающих магистралей.

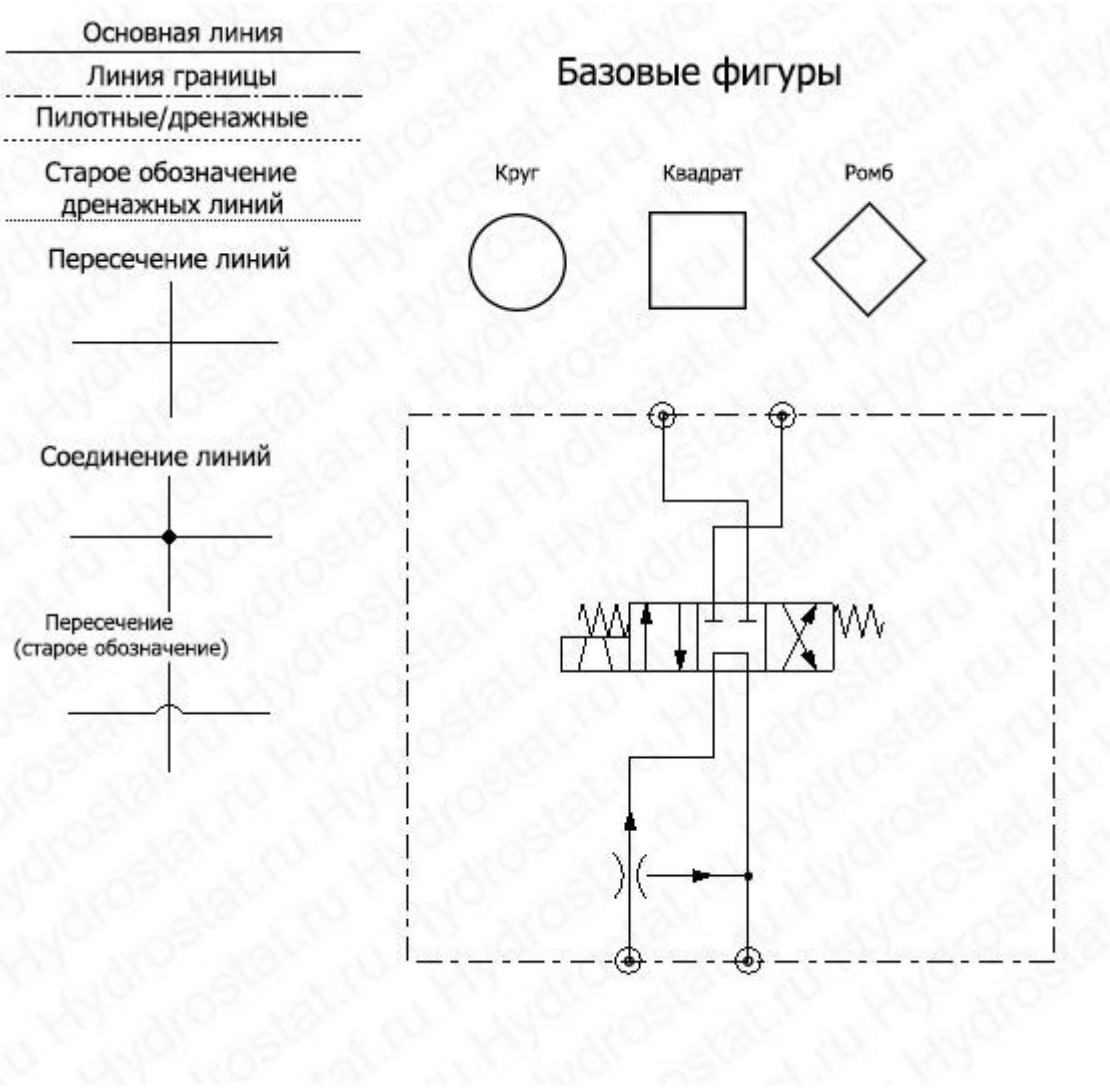
Другим типом является штрих-пунктирная линия. Данная линия применяется чаще всего для группирования компонентов в рамках одного узла. Примером может служить распределитель с пилотным управлением или любой другой узел содержащий в себе клапаны картриджного типа.

Третьим типом является пунктирная линия. Как правило, применяется в двух случаях: для обозначения дренажных и пилотных гидравлических линий. Пилотные линии используют гидравлическую энергию и служат для управления другими клапанами или сигнализации. Дренажные это любые линии утечек жидкости требующие обозначения на схеме.

Особое внимание следует обращать на пересечения и соединения линий:

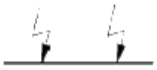
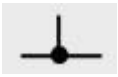
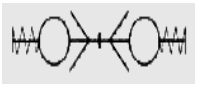
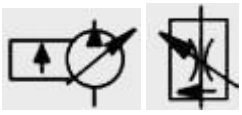
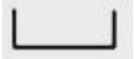
 1.Не все скрещенные линии являются соединением (отличительной особенностью соединения является точка на пересечении)

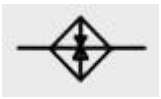
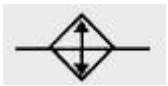
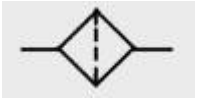
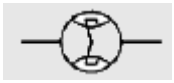
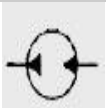
 2.Не все пересекающиеся линии на схеме пересекаются в реальной гидросистеме

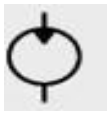
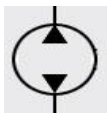
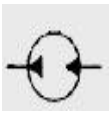
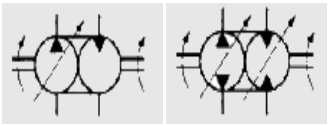
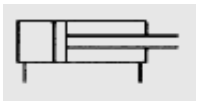
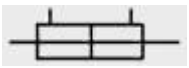
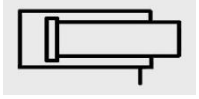


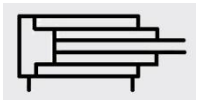
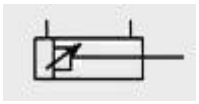
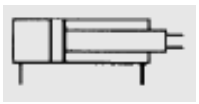
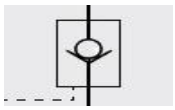
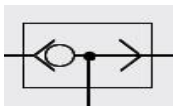
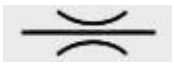
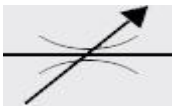
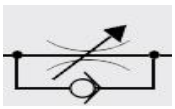
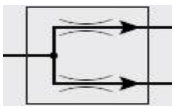
Основная линия задействована и в начертании фигур основных компонентов гидросхем. Наиболее распространены три фигуры : круг, квадрат и ромб. Практически все гидравлические символы использует одну и фигур. В основе графического изображения гидромотора, гидронасоса, а также измерительных приборов лежит круг. Квадрат

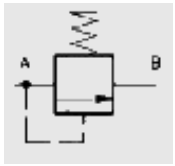
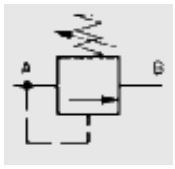
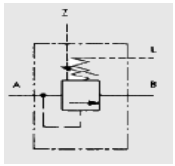
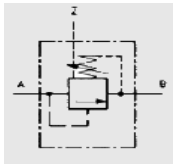
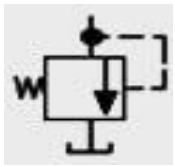
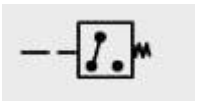
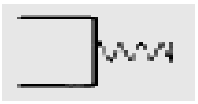
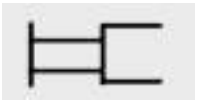
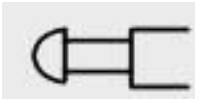
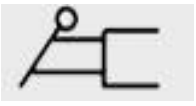
распространен в начертании клапанов и распределителей. Ромб используют для фильтров и теплообменников.

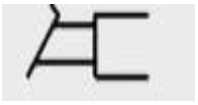
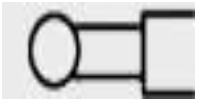
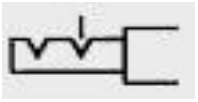
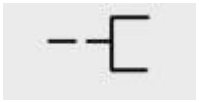
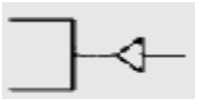
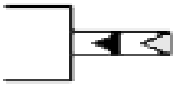
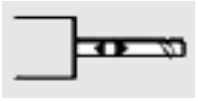
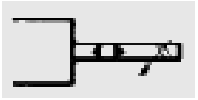
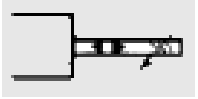
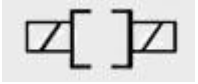
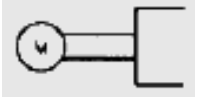
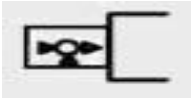
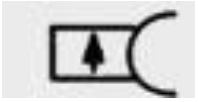
Описание	Обозначение на схеме
Основные линии (Basic lines)	
Линии управления(Pilot lines)	
Дренажные линии(Drain lines)	
Линии границы (Boundary lines)	
Электрические линии(Electric lines)	
Направление движения жидкости (гидравлика)	
Направление движения газа (пневматика)	
Направление вращения (Direction of rotation)	
Пересечение линий	
Соединение линий	
Быстроразъемное соединение (БРС) (Quick Coupling)	
Гибкая линия	
Заглушка	
Регулируемый компонент (Variable Component)	
Компоненты с компенсатором давления	
Бак открытого типа (атмосферное давление в баке) (Reservoir Vented)	
Бак с избыточным давлением (закрытого типа)	

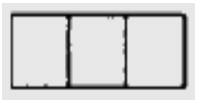
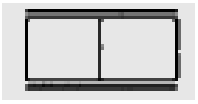
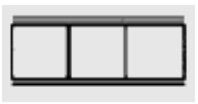
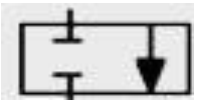
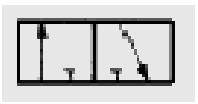
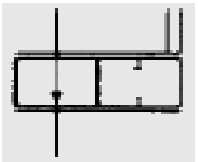
(Reservoir Pressurized)	
Линия слива в бак (выше уровня жидкости)	
Линия слива в бак (ниже уровня жидкости)	
Электрический мотор (Electric Motor)	
Гидроаккумулятор пружинный (Spring Loaded accumulator)	
Гидроаккумулятор газовый (Gas Charged accumulator)	
Нагреватель (Heater)	
Теплообменник (охладитель) (Cooler)	
Фильтр (Filter)	
Манометр	
Термометр	
Расходомер (Flow meter)	
Клапан сброса давления ("сапун") (Vented Manifold)	
Насосы и моторы (Pumps & motors)	
Насос постоянного объема (нерегулируемый) (Fixed Displacement)	
Насос постоянного объема (нерегулируемый) реверсивный	

Насос переменного объема (регулируемый) (Variable Displacement)	
Насос переменного объема (регулируемый) реверсивный	
Гидравлический мотор постоянного объема (нерегулируемый)	
Гидравлический мотор постоянного объема (нерегулируемый) реверсивный	
Гидравлический мотор переменного объема (регулируемый)	
Гидравлический мотор переменного объема (регулируемый) реверсивный	
Насос-мотор (нерегулируемый) (Combined pump and motor)	
Насос-мотор (регулируемый) (Combined pump and motor)	
Гидростатическая трансмиссия (Hydrostatic transmission)	
Гидроцилиндры	
Цилиндр одностороннего действия (Single acting)	
Цилиндр двустороннего действия (Double Acting)	
Цилиндр двустороннего действия с двусторонним штоком(Синхронный) (Double actin, Double end rock)	
Плунжерный гидроцилиндр	

Телескопический гидроцилиндр	
Гидроцилиндр с демпфером(Cushion)	
Гидроцилиндр с регулируемым демпфером(Adjustable Cushion)	
Гидроцилиндр двустороннего действия дифференциальный (differential pistion)	
Клапаны (Valves)	
Обратный клапан (Check valve)	
Обратный клапан управляемый (Check valve)	
Клапан "или" (Shuttle valve)	
Дроссель нерегулируемый (Throttle valve-fixed output)	
Дроссель регулируемый (Throttle valve-adjustable output)	
Дроссель регулируемый с обратным клапаном	
Делитель потока (Flow dividing valve)	
Нормально закрытый клапан (Normally closed valve))	
Нормально открытый клапан (Normally open valve))	

Регулирующий давление клапан - нерегулируемый (Pressure limiting valve, Fixed))	
Регулирующий давление клапан - регулируемый (Pressure limiting valve, Variable))	
Клапан с пилотным управлением и внешней дренажной линией (Pilot operated, External drain line))	
Клапан с пилотным управлением и внутренней дренажной линией (Pilot operated, internal drain line))	
Предохранительный клапан (Pressure Relief Valve(safety valve))	
Реле давления (Pressure Switch)	
Кран (Manual Shut-Off valve)	
Тип управления	
Пружина (Spring)	
Возврат пружиной (Spring return)	
Ручное управление (Manual)	
Кнопка (Push Button)	
Рычаг (Push-Pull Lever)	

Педаль (Pedal or Treadle)	
Механическое управление (Mechanical)	
С фиксацией (Detent)	
Пилотное управление внешним давлением (Pilot Pressure)	
Пилотное управление внутренним давлением (Pilot Pressure - Internal Supply)	
Гидравлическое управление (Hydraulic operated)	
Пневматическое управление (Pneumatic operated)	
Пневмо-гидравлическое управление (Pneumatic-hydraulic operated)	
PVEO	
PVEM	
PVeH	
Соленоид (Solenoid)	
Управлением мотором (Motor operated)	
Сервопривод (Servo Motor)	
Компенсация давления (Pressure Compensated)	

(Directional valves)	
2-х позиционный распределитель	
3-х позиционный распределитель	
2-х позиционный распределитель без фиксации	
2-х позиционный, с двумя крайними позициями и нейтралью	
2-х позиционный, 2-х линейный	
2-х позиционный, 3-х линейный	
3-х позиционный, 4-х линейный	
Распределитель с механической обратной связью (Mechanical feed back)	

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Какие условных графические обозначения вы знаете?

Практическое занятие № 43

Тема: Выполнение принципиальных схем гидро- и пневмоприводов.

Цель: Выполнить принципиальные схемы гидро- и пневмоприводов.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Зарисовать и описать рис. 11.3, 11.4, 11.5

Общие сведения.

Типовой комплект устройств, входящих в систему подготовки воздуха, показан на принципиальной схеме компрессорной станции (рис.11.3).

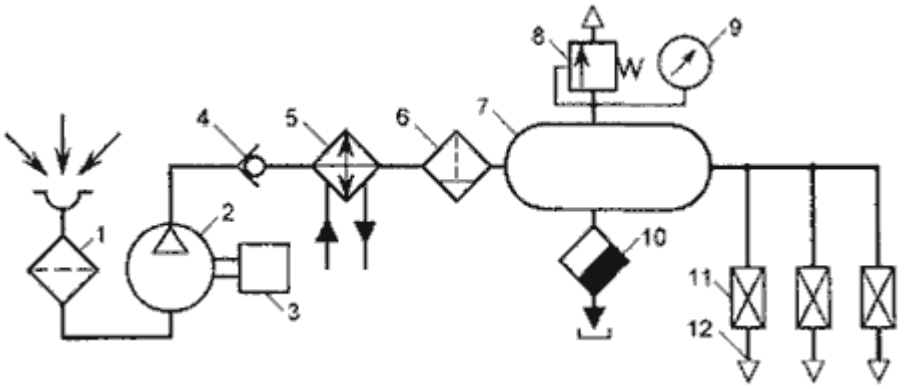


Рис.11.3. Принципиальная схема компрессорной станции

Компрессор 2 с приводным двигателем 3 всасывает воздух из атмосферы через заборный фильтр 1 и нагнетает в ресивер 7 через обратный клапан 4, охладитель 5 и фильтр-влагоотделитель 6. В результате охлаждения воздуха водяным охладителем 5 происходит конденсация 70-80 % содержащейся в воздухе влаги, улавливаемой фильтром-влагоотделителем и со 100-процентной относительной влажностью воздух поступает в ресивер 7, который аккумулирует пневмоэнергию и сглаживает пульсацию давления. В нем происходит дальнейшее охлаждение воздуха и конденсация некоторого количества влаги, которая по мере накопления удаляется вместе с механическими примесями через вентиль 10. Ресивер обязательно оборудуется одним или несколькими предохранительными клапанами 8 и манометром 9. Из ресивера воздух отводится к пневмолиниям 12 через краны 11. Обратный клапан 4 исключает возможность резкого падения давления в пневмосети при отключении компрессора.

Компрессорный пневмопривод отличается от вышеописанного магистрального своей мобильностью и ограниченностью числа одновременно работающих потребителей. Передвижные компрессоры наиболее широко используются при выполнении различных видов строительных и ремонтных работ. По комплекту устройств, входящих в систему подготовки воздуха, он практически не отличается от вышеописанной компрессорной станции (водяной охладитель заменяется на воздушный). Подача воздуха к потребителям осуществляется через резинотканевые рукава.

Аккумуляторный пневмопривод ввиду ограниченного запаса сжатого воздуха в промышленности применяется редко, но широко используется в автономных системах управления механизмов с заданным временем действия. На рис.11.4 показаны несколько примеров аккумуляторного питания пневмосистем.

Для бесперебойной подачи жидкости в гидросистему или топлива в двигатели внутреннего сгорания аппаратов с переменной ориентацией в пространстве применяется наддув бака с жидкостью (рис.11.4, а) от пневмобаллона 1.

Вытеснение жидкости из бака 5, разделенного мембраной на две части, обеспечивается постоянным давлением воздуха, зависящим от настройки редукционного клапана 3 при включении электровентиля 2. Предельное давление ограничивается клапаном 4.

Система ориентации летательного аппарата (рис.11.4, б) состоит из управляющих реактивных пневмодвигателей 4, питающихся от шарового пневмобаллона 1 через редукционный клапан 2 и электровентили 3.

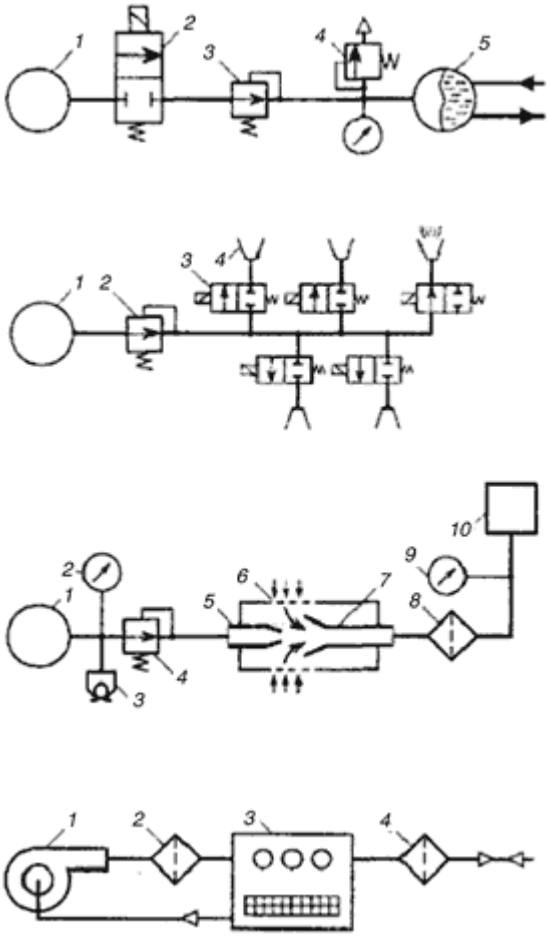


Рис.11.4. Принципиальные схемы аккумуляторного питания пневмосистем (а, б, в) и замкнутой пневмосистемы (г)

Для питания систем промышленной пневмоавтоматики часто используется не только средний (нормальный) диапазон давления воздуха (0,118…0,175 МПа), а и низкий диапазон (0,0012…0,005 МПа). Это позволяет уменьшить расход сжатого воздуха, увеличить проходное сечение элементов и, следовательно, снизить вероятность засорения дросселирующих устройств, а в некоторых случаях получить ламинарный режим течения воздуха с линейной зависимостью $Q = f(\Delta p)$, что весьма важно в устройствах пневмоавтоматики.

При наличии источника высокого давления можно обеспечить питание пневмосистемы низкого давления с большим расходом воздуха при помощи эжектора (рис.11.4, в). От

пневмобаллона высокого давления 1, оборудованного редукционным клапаном 4, манометром 2 и зарядным клапаном 3 воздух поступает на питающее сопло 5 эжектора. При этом внутри корпуса эжектора создается пониженное давление, и из окружающей среды через фильтр 6 подсасывается воздух, который поступает в приемное сопло 7 большего диаметра. После эжектора воздух вторично очищается от пыли фильтром 8 и поступает к устройствам 10 пневмоавтоматики. Манометром 9 контролируется рабочее давление, величина которого может корректироваться редуктором 4.

Все вышеописанные пневмосистемы относятся к разомкнутым (бесциркуляционным). На рис.11.4, г показана замкнутая схема питания системы пневмоавтоматики, используемая в условиях пыльной атмосферы. Подача воздуха к блоку пневмоавтоматики 3 осуществляется вентилятором 1 через фильтр 2, причем всасывающий канал вентилятора соединен с внутренней полостью герметичного кожуха блока 3, которая одновременно через фильтр тонкой очистки 4 сообщается с атмосферой. Часто в качестве вентилятора используются бытовые электропылесосы, способные создавать давление до 0,002 МПа.

Воздух, поступающий к потребителям, должен быть очищен от механических загрязнений и содержать минимум влаги. Для этого служат фильтры-влагоотделители, у которых в качестве фильтрующего элемента обычно используется ткань, картон, войлок, металлокерамика и другие пористые материалы с тонкостью фильтрации от 5 до 60 мкм. Для более глубокой осушки воздуха его пропускают через адсорбенты, поглощающие влагу. Чаще всего для этого используется силикагель. В обычных пневмоприводах достаточную осушку обеспечивают ресиверы и фильтры- влагоотделители, но вместе с тем воздуху необходимо придавать смазочные свойства, для чего служат маслораспылители фитильного или эжекторного типа.

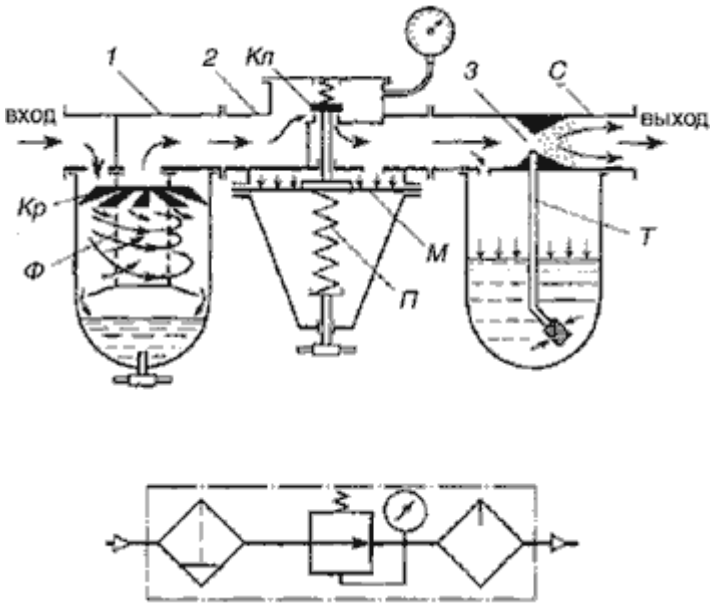


Рис.11.5. Типовой узел подготовки воздуха:
а - принципиальная схема; б - условное обозначение

На рис.11.5 показан типовой узел подготовки воздуха, состоящий из фильтра-влагоотделителя 1, редукционного клапана 2 и маслораспылителя 3.

Поступающий на вход фильтра воздух получает вращательное движение за счет неподвижной крыльчатки *Кр*. Центробежной силой частицы влаги и механических примесей отбрасываются к стенке прозрачного корпуса и оседают в его нижнюю часть, откуда по мере необходимости удаляются через сливной кран. Вторичная очистка воздуха

происходит в пористом фильтре Ф, после которого он поступает на вход редуктора, где происходит дросселирование через зазор клапана *Кл*, величина которого зависит от выходного давления над мембраной *М*. Увеличение усилия сжатия пружины *П* обеспечивает увеличение зазора клапана *Кл* и, следовательно, выходного давления. Корпус маслораспылителя 3 делается прозрачным и заполняется через пробку смазочным маслом. Создаваемое на поверхности масла давление вытесняет его через трубку *Т* вверх к соплу *С*, где масло эжектируется и распыляется потоком воздуха. В маслораспылителях фитильного типа вместо трубки *Т* установлен фитиль, по которому масло поступает в распылительное сопло за счет капиллярного эффекта

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Что означает принципиальная схема гидро- и пневмоприводов. ?

Практическое занятие № 44

Тема: Составление характеристики динамических компрессоров.

Цель: Изучить характеристики динамических компрессоров.

Порядок выполнения работы.

1. Записать номер практической работы, тему и цель работы.
2. Выполнить конспект

Компрессор (от лат. compressio — сжатие) — устройство промышленного применения для сжатия и подачи воздуха и других газов под давлением.
По принципу действия все компрессоры можно разделить на две большие группы: динамические и объёмные.

Динамические компрессоры

В компрессорах динамического принципа действия газ сжимается в результате подвода механической энергии от вала, и дальнейшего взаимодействия рабочего вещества с

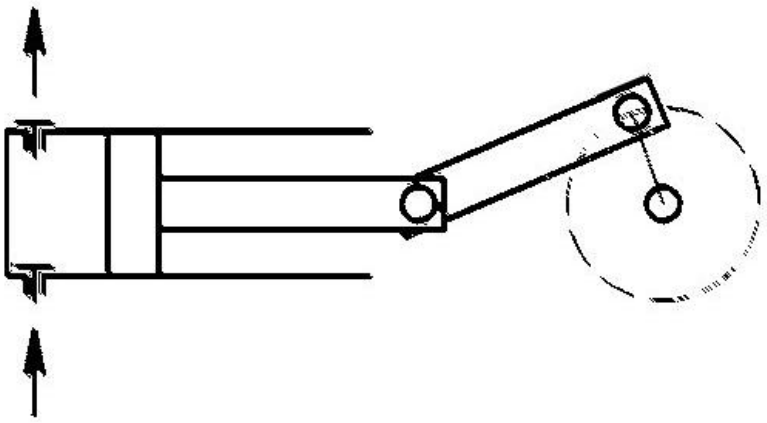
лопатками ротора. В зависимости от направления движения потока и типа рабочего колеса такие машины подразделяют на центробежные и осевые.

Турбокомпрессоры — динамические машины, в которых сжатие газа происходит в результате взаимодействия потока с вращающейся и неподвижной решётками лопастей

Степень сжатия ε отношение давления газа в линии всасывания (на входе) из машины к давлению в линии нагнетания (на входе).

По принципу действия выделяют два типа компрессорных машины - *динамические* и *объемные.*

Увеличение давления в воздухе - это результат уменьшения его объема. Воздух находящийся в сжатом объеме под давлением называется - **сжатым воздухом.**



В **динамических** или **турбокомпрессорах** сжатие воздуха происходит за счет увеличения скорости движения газа и последующего превращения кинетической энергии частиц воздуха в энергию давления. В динамических компрессорах линии нагнетания и всасывания сообщаются, а поток частиц газа при работе непрерывен.

Компрессоры динамического действия

- струйные
- турбокомпрессоры
    - радиальные
    - диагональные
    - осевые
    - вихревые

В динамических компрессорах воздух поступает на рабочий орган, сообщающий ему кинетическую энергию, которая на выходе компрессора преобразуется в потенциальную.

Центробежный компрессор

В центробежных компрессорах (турбокомпрессорах) основным элементом конструкции служат расположенное в спиральном отводе 2 рабочее колесо 1, представляющее собой диск со специально спрофилированными лопатками

В центробежном компрессоре (рис.8.) со спиральным кожухом перемещаемая среда, двигаясь в осевом направлении через всасывающий коллектор, попадает на вращающееся рабочее колесо, снабженное лопатками, изменяет направление своего движения к периферии колеса, закручивается в направлении вращения, поступает в спиральный кожух и затем через отверстие выходит из нагнетателя. Рабочее колесо сидит на валу и

приводится во вращение приводом. Вал вращается в подшипниках, укрепленных на станине или непосредственно на кожухе.

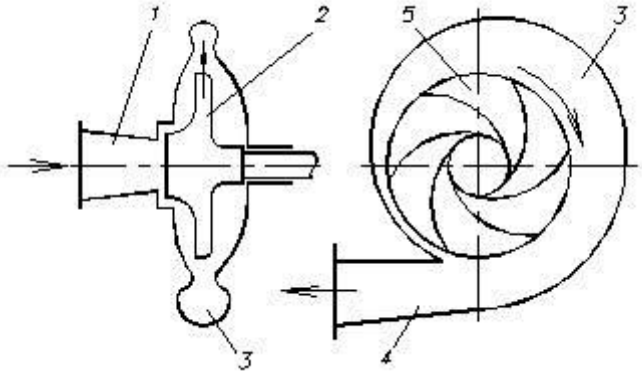
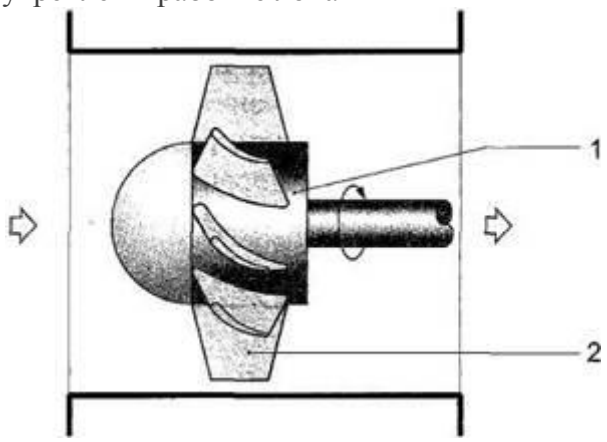


Рис. Схема центробежного компрессора:
1 - входной патрубок; 2 - рабочее колесо; 3 – корпус (улитка);
4 - нагнетательный патрубок; 5 - лопатка.

Всасываемый воздух поступает в осевом направлении к центру колеса. При вращении ротора лопатки раскручивают воздух и одновременно вовлекают его в относительное движение по образованным ими каналам. Под действием центробежной силы воздух движется от центра колеса к периферии. Таким образом, потоку воздуха сообщается кинетическая энергия, которая при протекании его по специально спрофилированным направляющим и отводящим устройствам преобразуется в энергию давления. Как правило, центробежные компрессоры изготавляют многоступенчатыми, т. е. с несколькими рабочими колесами, устанавливаемыми на одном валу. Требуемая степень сжатия воздуха обеспечивается его последовательной подачей с выхода одного колеса на вход другого.

Осевой компрессор

Основной конструктивный элемент — вращающийся ротор 1, на поверхности которого укреплены рабочие лопатки 2



Осевой компрессор имеет ротор, состоящий обычно из нескольких рядов рабочих лопаток.

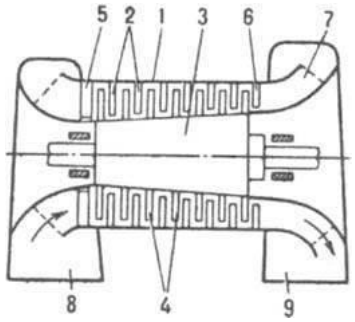


Рис. 6. Осевой компрессор: 1, 2 - статор и его лопатки; 3, 4 ротор и его лопатки; 5, 6 - направляющий и спрямляющий аппараты; 7 – диффузор (устройство для торможении потока газа и повышения давления); 8, 9 - всасывающий и нагнетательный патрубки.

Основными *параметрами*, характеризующими работу компрессора, являются объёмная подача $\overline{V}$ (исчисляется обычно при условиях всасывания), начальное p_1 и конечное p_2 давления или степень повышения давления $\varepsilon = p_2 / p_1$, частота вращения n и мощность N на валу компрессора.

Основные характеристики компрессорных машин

Тип	Назначение	Подача $м^3$ / мин	Степень повышения давления	Частота вращения *n*, об/мин
поршневые	Компрессоры	0 - 500	2,5 - 1000	100 - 3000
роторные	Компрессоры	0 - 500	3 - 12	300 - 15000
центроежные	Компрессоры	100 - 4000	3 - 20	1500 - 45000
осевые	Компрессоры	100 - 15000	2 - 20	500 – 20000

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Что такое компрессор?
2. Какие виды компрессоров бывают?
3. Какая разница в динамическом и объемных компрессорах?

Практическое занятие № 45

Тема: Составление характеристики объемных компрессоров.

Цель: Изучить характеристики объемных компрессоров.

Порядок выполнения работы.

3. Записать номер практической работы, тему и цель работы.

4. Выполнить конспект

Объёмные компрессоры

В машинах объёмного принципа действия рабочий процесс осуществляется в результате изменения объёма рабочей камеры. Номенклатура машин данного типа разнообразна, и насчитывает более десятка, основные из них: поршневые, винтовые, роторно-шестерёнчатые, мембранные, жидкостно-кольцевые, воздуходувки Рутса, спиральные, компрессор с катящимся ротором.

Поршневые компрессоры могут быть одностороннего или двухстороннего действия, крейцкопфные и бескрейцкопфные, смазываемые и без применения смазки (сухого трения или сухого сжатия), при высоких давлениях сжатия применяются также плунжерные.

Роторные компрессоры — машины с вращающим сжимающим элементом, конструктивно подразделяются на винтовые, ротационно-пластинчатые, жидкостно-кольцевые, встречаются и другие конструкции.

В **объемных компрессорах** сжатие воздуха происходит в герметичной камере с изменяемым объемом. Линии всасывания и нагнетания объемных компрессоров разделены.

Увеличение давления в воздухе - это результат уменьшения его объема. Воздух находящийся в сжатом объеме под давлением называется - **сжатым воздухом.**

Компрессоры объемного действия

- поршневые
  - вертикальные
  - горизонтальные
  - угловые

    с механизмом движения

    - кривошипно-шатунным
    - кулачковым
    - кулисным
- роторные
  - пластинчатые
    - одноячейковые
    - с катящимся ротором
    - конхоидные
    - многоячейковые
  - с обкатываемыми профилями

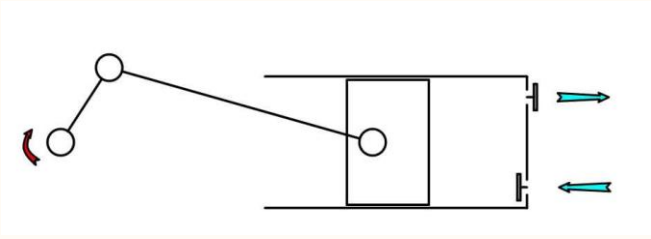
        - винтовые
        - вакуум-компрессоры с частичным сжатием
        - роторно-поршневые
        - трохоидные
    - жидкостно-кольцевые
        - без разгрузочной втулки
        - с разгрузочногй втулкой
        - двойного действия
- мембранные

с механизмом движения

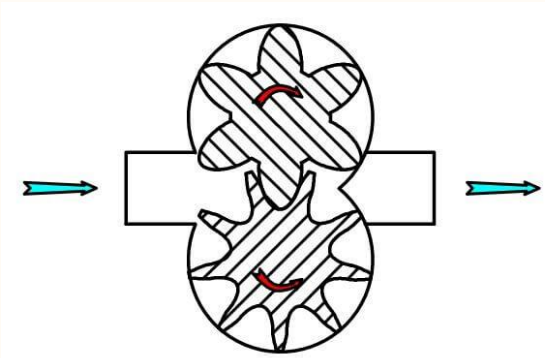
- кривошипно-шатунным
- кулачковым
- кулисным

К объемным компрессорам относят компрессоры следующих типов:

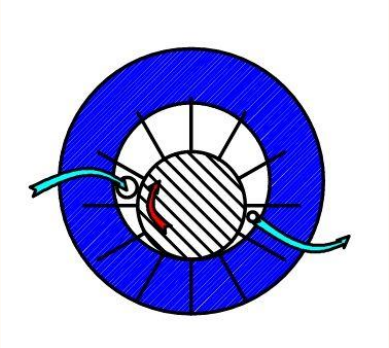
Поршневые - этот тип компрессоров использует поршень, который двигается вперед и назад внутри цилиндра для сжатия;



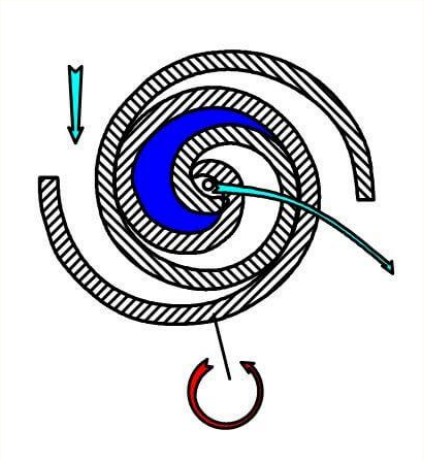
Винтовые (использует два ротора в зацеплении для сжатия среды. У роторов специфичная форма и они вращаются в противоположные стороны с очень небольшим зазором между ними).



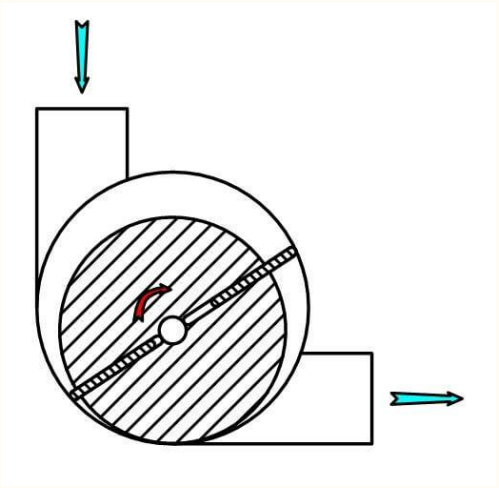
Жидкостно-кольцевые – сжимающий элемента – это жидкость в корпусе специфичной формы. В качестве жидкости может быть использована вода, серная кислота, нефть или другая жидкость которая не вступает в реакцию с газом, который будет сжиматься.



Спиральные компрессоры – другой популярный тип компрессоров. Имеет одну движущуюся часть, два спиральных элемента, при этом одна спираль стационарна.



Роторно-пластинчатый компрессор состоит из ротора с пластинами, вставленными в радиальные пазы в роторе. При движении ротора в цилиндрическом статоре пластины выдвигаются под действием центробежной силы и таким образом образуются камеры сжатия. Сжатие среды происходит в камерах, объем камер уменьшается по направлению движения ротора. При макс. объеме и количестве сжимаемой среды происходит ее отсоединение от всасывания, по мере движения ротора объем ячейки снижается. Сжимаемая среда поступает в патрубок на нагнетании.



В объемных компрессорах давление увеличивается путем удержания определенного количества газа и преобразование его в меньший объем. Наиболее распространенными типами объемных компрессоров являются поршневые и винтовые компрессоры.

Магистральные газопроводы, нефтехимические установки, нефтеперерабатывающие заводы и другие промышленные предприятия и сферы применения зависят от этого типа оборудования. Благодаря многим факторам включая, но не ограничиваясь, качеством исходных конструкций, адекватностью процесса технического обслуживания и эксплуатационных характеристик промышленные предприятия могут получить значительно варьирующиеся затраты по продолжению срока службы и надежность от их собственных установок.

Различные компрессоры можно найти почти в каждой промышленной сфере применения.

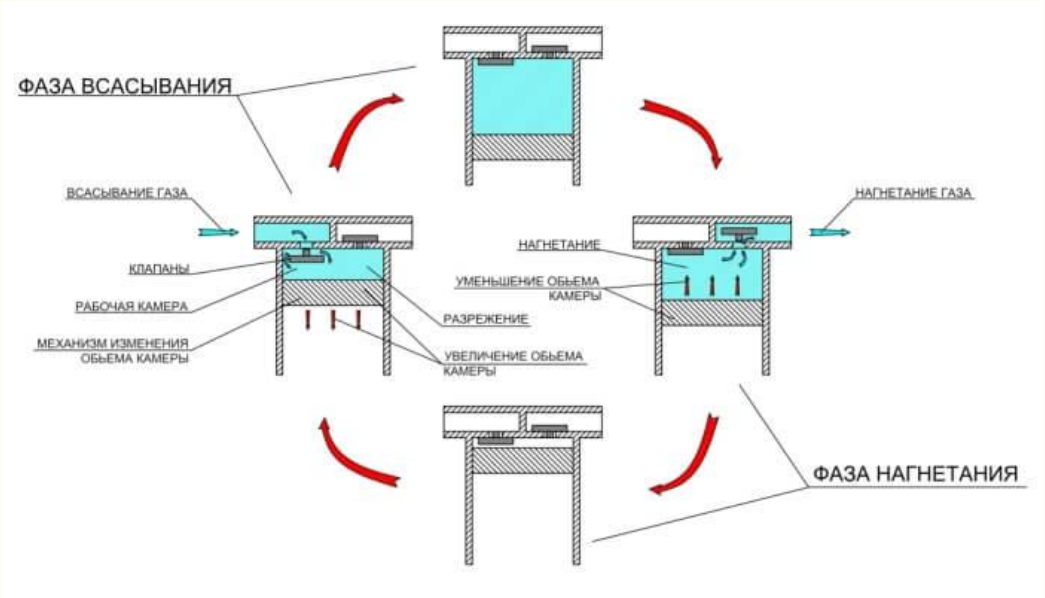
Объемные компрессоры могут перекачивать следующие газы:

инертные газы	углеводороды	химически активные
азот	метан	кислород
водород	этан	хлороводород
гелий	пропан	сероводород
моноксид углерода	бутан	окись азота и прочее
углекислый газ	пропилен	
аммиак	бутилен	
воздух	природный газ и прочее	

Поршневые компрессоры обычно используются там, где требуется высокая степень сжатия на ступень (степень нагнетания к давлению всасывания) без высокой производительности и технологическая среда относительно сухая.

Роторные компрессоры имеют несложное конструктивное устройство, небольшой вес, отличаются по форме ротора и применяются во многих областях промышленности.

Принцип действия объемных компрессоров и конструктивное устройство



Объемный компрессоры имеют схожий принцип работы и имеют схожий механизм потерь. Однако относительная величина различных потерь может различаться от типа к типу. Так, например, потеря в результате утечки будет небольшой в масляном промышленном компрессоре с надежными поршневыми кольцами, но может быть значительной в сухом винтовом компрессоре, если он работает на низкой скорости, а давление увеличивается.

Все типы компрессоров имеют камеру сжатия, в которой находится газ при давлении нагнетания в конце процесса нагнетания. Для некоторых конструктивных типов этот объем может быть небольшим и значительным для других конструкций. Некоторые типы компрессоров, как например поршневые компрессоры могут иметь большое пространство

сжатия, но при этом газ возвращается к давлению всасывания в цилиндре. В винтовом компрессоре газ расширяется до давления всасывания в пространстве сжатия.

Некоторые типы компрессоров, которые используют зафиксированные отверстия для нагнетания, рассчитаны для работы с определенным значением объема.

Рассмотрим принцип действия и конструктивное устройство объемных компрессоров более подробно на примере поршневого и винтового компрессора.

Компрессоры роторного типа, компактны, требуют небольшого технического обслуживания при их эксплуатации. Роторные компрессоры это компрессоры с высоконапорным корпусом. Всасывание в этих компрессорах происходит напрямую в камере сжатия. Газ, сжимаемый в камере нагнетается в компрессорный корпус. Необходимо отметить, что при холодном пуске компрессорам с высоконапорным кожухом требуется больше времени для того, чтобы достичь их нормального рабочего давления в компрессорном корпусе. Это вызвано частично большим объемом кожуха компрессора.

Роторные винтовые компрессоры – это компрессоры объемного типа, которые используют роторы винтовой формы для сжатия газа. Основными компонентами являются входное и выходное отверстие и основной и вспомогательный ротор. Когда шлицы винтового ротора проходят мимо входного отверстия газа, газ поступает на шлицы. Газ удерживается там, образуя газовый карман по всей длине шлица. После того как основной и вспомогательный роторы приходят в зацепление, объем газового кармана уменьшается и происходит сжатие удерживаемого там газа. По достижению шлицем нагнетания газ выпускается.

Основные два типа винтовых компрессоров – это компрессоры с маслозаполнением и компрессоры сухого типа. Наиболее распространены винтовые компрессоры с маслозаполнением, где масло и газ поступают вместе в компрессор. Масло выполняет функцию уплотнения для вращающихся роторов, в то время как у компрессоров сухого типа есть распределительная шестерня, которая регулирует движение роторов. Однако масло должно быть удалено из сжимаемой среды прежде, чем она покинет компрессор и для этого используют масляные фильтры. Это та, часть компрессора, которая требует регулярного технического обслуживания и замены.

Компрессоры поршневого типа – это объемный компрессор, который использует движение поршня внутри цилиндра для движения газа с одного уровня давления на другой более высокий уровень давления. Цилиндры компрессора, называемые еще ступенями, которых может быть от одной до шести и более являются ограничителями для технологического газа во время сжатия. Для получения более высокого давления газа используют больше ступеней. Конструкция может быть простого или двойного действия. В компрессорах с двойным действием сжатие происходит с обоих сторон поршня. Некоторые цилиндры с двойным действием в высоконапорных применениях имеют стержень поршня с обоих сторон поршня для обеспечения равномерности и сбалансированных нагрузок. Конструкции с тандемными цилиндрами помогают минимизировать динамические нагрузки путем расположения цилиндров в парах, подсоединенных к общему коленвалу, так что движения поршней противоположны друг другу. Износ дорогих частей минимален. Компрессоры с одним цилиндром классифицируются либо как вертикальные или горизонтальные.

Применение объемных компрессоров

Объемные компрессоры широко используются для технологических процессов, где требуется сжатие воздуха, технологических газов и хладогентов. Компрессоры объемного типа можно встретить на химических производствах, в сельском хозяйстве, в электронике, металлургии, в пищевой промышленности, фармацевтической промышленности, в пневмотранспорте и прочих

Объемные компрессоры применяются как при добыче газа так и при улавливании паров, когда требуется транспортировка рабочих сред. Компрессоры объемного типа используется для областей применения, где условия для технологических газов и состав газа могут варьироваться, в этом случае чаще всего применение находят безмасляные винтовые компрессоры. Винтовые компрессоры также хороший выбор там, где требуется экономичная работа. Они могут легко обрабатывать газы с содержанием примесей, сжиженный газ, топливный газ.

Для создания воздуха низкого давления, перемещения природного газа, подаче газа высокого давления во время бурения скважин и для различных областей применения при производстве или химических процессах, которые требуют воздух среднего или высокого давления применяют также представителя объемного типа компрессоров – большие многоцилиндровые многоступенчатые поршневые компрессоры. Эти компрессоры могут применяться на месторождениях и иметь дистанционное управление или на входе газовой установки, где происходит сжатие сырого, влажного (с содержанием воды или углеводородов) и возможно кислого (с содержанием сероводорода) природного газа. Эти компрессоры устанавливают также на разгрузочном конце газовой установки, где сжимается полностью чистый и сухой газ для потребителей и подается в магистраль.

Недостатки и преимущества

Основные недостатки и преимущества объемных компрессоров приведены в таблице ниже.

Объемные компрессоры	Недостатки	Преимущества
Поршневые компрессоры	• требуется массивный фундамент • пульсация потока • высокие эксплуатационные расходы	• широкий диапазон давлений • высокий кпд • изначальные затраты не высокие
Роторные компрессоры	• дорогие • срок службы относительно небольшой	• широкий спектр областей применения • высокий кпд • высокая степень сжатия • легкость установки • несколько движущихся частей

Поршневые компрессоры обычно недорогие в закупке, но их производительность со временем понижается, уровень шума высокий и качество среды может быть невысоким из-за присутствия в нем масла.

Объемные компрессоры – это класс высокоэффективных промышленных машин, которые применяются во многих областях промышленности. В настоящее время также ведется постоянная работа по усовершенствованию конструкций и возможностей сжатия этих компрессоров.

Литература:

1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.
5. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
6. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
7. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
8. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.

Интернет-ресурс

Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net

Вопросы для самоконтроля:

1. Что означает объемный компрессор?
2. Назовите области применения компрессора?
3. Опишите принцип работы компрессора.

Список используемых источников

Основные источники:

1. 1. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: «КолосС» 2014-310с.
2. 2.Кожевникова Н.Г. Практикум по гидравлике. М.: «КолосС» 2012-180с.
3. 3. Исаев А.П. Гидравлика. М.: «КолосС» 2013-260с.
4. 4. Кожевникова Н.Г. Основы гидравлики и теплотехники. М.: «КолосС» 2012-420с.

Дополнительные источники:

1. 1. Журавлев А.П. Практикум по вентиляционному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-144с.
1. 2. Зимняков Н.В. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:«Колос-Пресс» 2006-300с.
1. 3. Оболенский Н.В. Практикум по холодильному оборудованию. М.: «КолосС» 2010-156с.
2. 4. Курочкин А.А Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. М.: «Академия», 2004 .-190с.
3. 5. Механизация и электрификация сельского хозяйства: научно- практический журнал, утвержденный МСХ РФ

Интернет-ресурс

5. Методические указания к выполнению практических работ. Форма доступа: https://nsportal.ru
6. Примеры гидравлических расчетов. Форма доступа: https://studfiles.net
7. Понятие о длинных и коротких трубопроводах. Форма доступа: http://mylektsii.ru
8. Идеальные циклы ДВС. Форма доступа: http://k-a-t.ru/teplotexnika
9. Диаграмма hd. Форма доступа: https://studopedia.ru
10. Расчет воздухообмена. Форма доступа: https://ventportal.com/node/449
11. Вентиляция СТО. Форма доступа: http://ventilationpro.ru
12. Калориферная установка. Форма доступа: http://forum.abok.ru