

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника»

З.Б. Айдарова, В.И. Чернышев

НАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Лабораторный практикум
по дисциплине «Нагнетатели и тепловые двигатели» для студентов
специальности 1-43 01 05
«Промышленная теплоэнергетика»
дневной и заочной формы обучения

Часть I

Минск
БНТУ
2013

Рецензенты:

д-р. техн. наук, профессор Н.Б.Карницкий
канд. техн. наук, доцент А.Я. Савастиенок

Айдарова, З.Б.

Нагнетатели и тепловые двигатели: Лабораторный практикум по одноименной дисциплине для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» дневной и заочной формы обучения. З.Б. Айдарова, В.И. Чернышев. – Минск: БНТУ, 2013. – с

В практикуме приведено описание лабораторных работ по дисциплине «Нагнетатели и тепловые двигатели» в соответствии с учебной программой для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» дневной и заочной формы обучения. Каждой работе предшествует теоретическая часть. В описании каждой лабораторной работы приведена схема экспериментальной установки, состав контрольно-измерительного оборудования, порядок проведения работы, контрольные вопросы и литература.

Правила техники безопасности

Помещение лаборатории по степени опасности поражения электрическим током относится к категории повышенной опасности.

1. Источником опасности в лаборатории является напряжение электрического тока 220 вольт.

2. Перед началом работы необходимо тщательно ознакомиться с оборудованием, материалами, инструментом, правилами безопасной работы с ними, проверить наличие и исправность ограждения, предохранительных устройств, заземлений. Все лабораторное электрооборудование должно быть надежно заземлено (занулено).

3. Включение цепи под напряжением допускается только после ее проверки преподавателем или лаборантом. Любое изменение электрической схемы должно производиться при отключенном рубильнике.

4. Во время лабораторных занятий следует находиться непосредственно у лабораторной установки, на которой выполняется работа.

5. При обнаружении неисправностей, которые могут вызвать поражение электрическим током или порчу приборов и оборудования, немедленно отключите рубильник, прекратите работу и поставьте в известность преподавателя или лаборанта.

6. Если с вашим товарищем произошел несчастный случай, немедленно сообщите об этом руководителю работ для оказания первой помощи.

7. По окончании работы, прежде чем покинуть лабораторию, приведите в порядок рабочее место, сдайте приборы, материалы, инструкции лаборанту.

Содержание

Правила техники безопасности.....	
1. Лабораторная работа №1 «СНЯТИЕ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА».....	
2. Лабораторная работа №2 «СНЯТИЕ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА».....	
3. Лабораторная работа №3 «СНЯТИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА».....	
4. Лабораторная работа №4 «СНЯТИЕ КАВИТАЦИОННОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА».....	
5. Лабораторная работа №5 «ИССЛЕДОВАНИЕ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ, ИМЕЮЩИХ ОДИНАКОВЫЕ РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ».....	
6. Лабораторная работа №6 «ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ, ИМЕЮЩИХ РАЗЛИЧНЫЕ РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ».....	
7. Лабораторная работа №7 «ГИДРАВЛИКА».....».....	
8. Лабораторная работа №8 «ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ».....	
9. Лабораторная работа №9 «ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ ПО ЕЕ КОНСТРУКТИВНЫМ РАЗМЕРАМ».....	
10. Лабораторная работа №10 «ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИСТЕЧЕНИЯ ИЗ СОПЕЛ».....	
11. Лабораторная работа №11 «ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПО ОБВОДУ ПРОФИЛЯ ТУРБИННОЙ ЛОПАТКИ».....	
12. Лабораторная работа №12	

«ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В КАНАЛЕ АКТИВНОЙ РЕШЕТКИ И ПРОФИЛЬНЫХ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ УГЛА АТАКИ».....	
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	
Литература.....	

Лабораторная работа №1

СНЯТИЕ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Общие сведения

Испытание гидравлических машин производится с целью определения их аэродинамических и гидравлических параметров: производительности (подачи), полного и статического давления, полезной и потребляемой мощности, КПД, условий бесшумной работы, прочности конструкции и т.п.

Графически выраженные зависимости между развиваемым полным P или статическим давлением $P_{ст}$, полезной мощностью N_p , КПД η и производительностью Q при постоянном числе оборотов называют *индивидуальной характеристикой* нагнетателя, причем зависимость $P = f(Q)$ является основной.

При помощи характеристик можно подбирать нагнетатели для работы в данной установке, анализировать различные случаи совместной работы нагнетателей, судить об экономичности их работы.

Характеристики нагнетателей определяют экспериментально, так как удобной для практики аналитической зависимости между параметрами гидравлических машин найти пока не удастся. *Универсальные характеристики* представляют совокупность индивидуальных характеристик, построенных для некоторого диапазона чисел оборотов.

Общая методика определения характеристик большинства гидравлических машин обычно сводится к следующему.

Нагнетатель присоединяют к трубопроводу (к сети) с переменным сопротивлением (задвижка, шибер и т.п.). Поддерживая постоянным число оборотов нагнетателя, производят измерение полного давления и производительности для каждого положения регулирующего органа.

Подачей (производительностью) вентилятора называется количество жидкости, подаваемое вентилятором в единицу времени.

Объемная производительность вентилятора Q измеряется в $\text{м}^3/\text{с}$ и определяется как

$$Q = C_{ср} \cdot F \quad \text{м}^3/\text{с}, \quad (1.1)$$

где $C_{ср}$ - средняя скорость движения потока в напорном трубопроводе, $\text{м}/\text{с}$;

F - площадь поперечного сечения трубопровода, м^2 .

Массовый расход M измеряется в кг/с.

Связь между массовым расходом и объемным имеет следующий вид:

$$M = \rho \cdot Q, \text{ кг/с}, \quad (1.2)$$

где ρ - плотность жидкости, кг/м³.

Величина производительности вентилятора зависит от его геометрических размеров, числа оборотов и гидравлических свойств сети, в которую вентилятор подает газ.

Под напором H , создаваемым вентилятором, подразумевают энергию, сообщаемую каждому килограмму среды, передаваемой вентилятором. Наряду с понятием «напор» для характеристики работы вентиляторов используют понятие «давление» P , подразумевая под ним энергию, сообщенную 1 м³ газа.

$$P = \rho \cdot H, \text{ Дж/м}^3, \text{ Па} \quad (1.3)$$

В общем случае полное давление $P_{\text{п}}$, создаваемое вентилятором, равно сумме статического $P_{\text{ст}}$ и динамического (скоростного) $P_{\text{д}}$ давления:

$$P_{\text{п}} = P_{\text{ст}} + P_{\text{д}}, \text{ Па} \quad (1.4)$$

Статическое давление - приращение удельной статической энергии, динамическое давление - приращение удельной кинетической энергии (скоростной).

Динамическое давление определяется из выражения

$$P_{\text{д}} = (\rho \cdot C^2_{\infty})/2, \text{ Дж/м}^3, \text{ Па} \quad (1.5)$$

В системе МКГСС давление измеряется, как и напор, в мм вод. ст., в системе СИ единицы измерения в 9,81 раза меньше:

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 1 \text{ Дж/м}^3 = 1/9,81 \text{ мм вод. ст} = 0,102 \text{ мм вод. ст.}$$

Энергия, сообщаемая потоку в вентиляторе, вычисленная как разность энергий потока в выходном и входном патрубках вентилятора, называется полезной энергией. Относя полезную энергию к единице времени, получим полезную мощность $N_{\text{п}}$. Иными словами, полезной мощностью $N_{\text{п}}$ называется приращение энергии, получаемое всем потоком газа в вентиляторе в единицу времени (1с).

Если вентилятор обеспечивает массовый расход газа M , кг/с, и сообщает каждому килограмму газа энергию H , Дж/кг, то полезную мощность можно представить как

$$N_{\Pi} = M \cdot H, \text{ Вт} \quad (1.6)$$

$$N_{\Pi} = (M \cdot H) / 1000, \text{ кВт} \quad (1.7)$$

Мощность N_v , передаваемая двигателем к валу вентилятора, называется мощностью на валу вентилятора. Энергия, передаваемая вентилятором потоку, очевидно, будет меньше энергии, передаваемой двигателем валу вентилятора, на величину потерь энергии в вентиляторе (механическое трение, потери в окружающую среду).

Эффективность использования энергии вентилятором оценивают полным КПД вентилятора η , который определяется как отношение полезной мощности к мощности на валу вентилятора:

$$\eta = N_p / N_v \quad (1.8)$$

Цель работы

Снятие универсальной характеристики центробежного вентилятора.

Описание экспериментальной установки

Опытная установка (рис. 1.1) включает следующие основные элементы: центробежный вентилятор 1; электродвигатель постоянного тока 4; напорный трубопровод 2; дроссельное устройство (набор диафрагм) 3; измерительную аппаратуру и блок питания. Измерительная аппаратура включает: ваттметр 10 для определения мощности, потребляемой электродвигателем; микроманометры ММН-240 8 и 9 для определения полного и динамического напора в напорном трубопроводе; преобразователь измерительный тахометрический ПИТ 6 и преобразователь первичный тахометрический ППТ 5. Блок питания включает автотрансформатор 12 и выпрямитель 11.

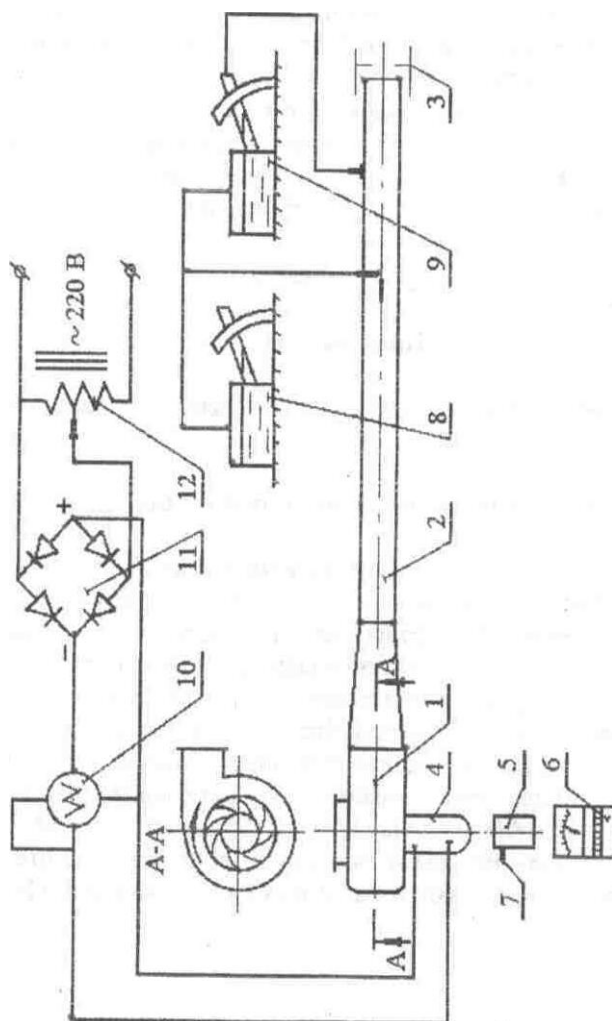


Рисунок 1.1 – Принципиальная схема экспериментальной установки

Порядок проведения работы

1. Перед началом работы необходимо проверить напряжение питания батареи электронного тахометра. Для этого необходимо нажать на кнопку 7, расположенную на корпусе ППТ 5, и на клавишу «сброс», расположенную на лицевой стороне корпуса ПИТ 6. Стрелка измерителя должна установиться в пределах сектора, изображенного на шкале измерителя.

2. Включается блок питания,

3. Автотрансформатором 11 и тахометрами 5, 6 устанавливают число оборотов, равное 3000 об/мин, при полностью открытом напорном трубопроводе (без диафрагм).

Необходимо помнить, что режим работы тахометра циклический. Один цикл содержит не менее 8 включений продолжительностью по 5 секунд каждое с интервалом между включениями 5 секунд. Промежуток между циклами не менее 5 минут.

4. С помощью ваттметра 10 снимают потребляемую электродвигателем мощность N . Микроманометрами 8 и 9 определяют полный и динамический напор в напорном трубопроводе.

5. С помощью дроссельного устройства (смена диафрагм) дросселируют поток воздуха в напорном трубопроводе и снимают показания приборов при том же числе оборотов вентилятора до полного закрытия трубопровода (холостой ход). Затем опыт повторяют при 2500, 2000 и 1500 об/мин.

6. Показания приборов для всех режимов работы записывают в табл. 1.1

Обработка опытных данных

1. Скорость движения потока на оси напорного трубопровода определяется по формуле

$$C_{oc} = \sqrt{\frac{2P_d}{\rho}}, \text{ м/с}$$

где ρ – плотность воздуха при 20°C и $\phi = 50\%$, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$;

P_d – динамическое давление, Дж/м^3 , Па.

Определяется средняя скорость движения потока в напорном трубопроводе:

$$C_{CP} = 0,8 \cdot C_{OC}, \text{ м/с.}$$

2. Расход (производительность вентилятора) рассчитываем по формуле

$$Q = C_{CP} \cdot F, \text{ м}^3/\text{с}$$

где F – площадь поперечного сечения трубопровода, $F = 0,0038 \text{ м}^2$.

3. Полный коэффициент полезного действия вентилятора

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N_B} = \frac{Q \cdot P_{\Pi}}{N} \cdot 100\%,$$

где P_{Π} – полное давление, создаваемое вентилятором, Дж/м³, Па;

N – мощность, потребляемая вентилятором (электродвигателем), Вт.

4. Все рассчитанные данные вносятся в таблицу 1.1

Таблица 1.1

№ пп	Опытные данные				Расчетные данные			
	n, об/мин	P _п , Па	P _д , Па	N, Вт	C _{ос} , м/с	C _{ср} , м/с	Q, м ³ /с	η, %
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.1	3000							
1.2								
1.3								
1.4								
1.5								
1.1	2500							
1.2								
1.3								
1.4								
1.5								

1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.1 1.2 1.3 1.4 1.5	2000							
1.1 1.2 1.3 1.4 1.5	1500							

5. На основании опытных и расчетных данных строится на миллиметровой бумаге универсальная характеристика центробежного вентилятора $P = \sigma(Q)$; $N = \varphi(Q)$; $\eta = \psi(Q)$.

Контрольные вопросы

1. С какой целью производится испытание гидравлических машин?
2. Что называется индивидуальной характеристикой центробежного вентилятора?
3. Что называется универсальной характеристикой вентилятора?
4. Что называется производительностью вентилятора и от чего она зависит? Связь между массовой и объемной производительностью.
5. Как определить КПД вентилятора?
6. Что такое полезная мощность вентилятора и как она определяется?
7. Какая связь между напором и давлением, создаваемым нагнетателем?
8. Порядок проведения работы.

Лабораторная работа №2

СНЯТИЕ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Общие сведения

Аналогично центробежным машинам характеристики осевых машин выражают зависимость давления (напора), мощности на валу и КПД от производительности. Характеристики получают путем испытания осевого вентилятора при различных частотах вращения.

Форма характеристики определяется конструкцией и аэродинамическими свойствами вентилятора.

В отличие от центробежных машин характеристики давления (напора) осевой машины часто имеет седлообразную форму (рисунок 2.1), однако у машин повышенного давления встречается падающая форма этой характеристики.

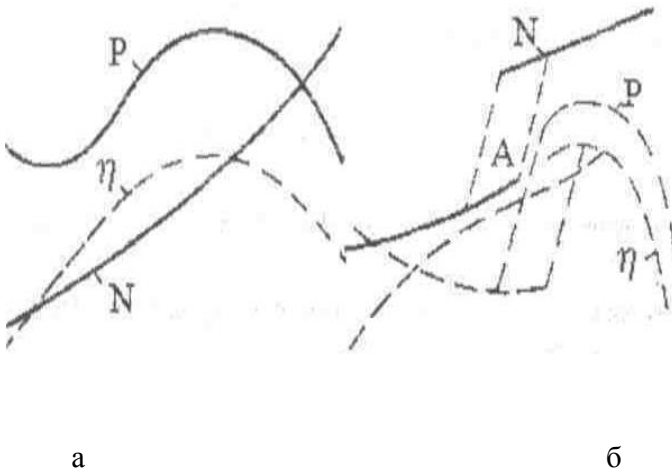


Рисунок 2.1 – Формы характеристик

Форма характеристик осевых машин существенно зависит от относительного диаметра втулки, углов изгиба профилей и углов их установки. У низконапорных машин с малым относительным диаметром втулки и малыми углами установки рабочих лопастей мощность холостого хода (при $Q = 0$) оказывается существенно больше, чем на расчетном режиме (рис. 2.1,а). Дело в том, что при больших углах атаки происходит отрыв потока от лопастей, это вызывает резкое возрастание коэффициента лобового сопротивления и, как следствие, возрастание момента на валу. Характеристики высоконапорных вентиляторов могут иметь разрыв и, кроме того, крутую кривую (рабочую) ветвь (рис. 2.1,б); в эксплуатации такие характеристики оказываются весьма неблагоприятными.

Цель работы

Снятие универсальной характеристики осевого вентилятора:

Описание экспериментальной установки

Опытная установка (рисунок 2.2) включает следующие основные элементы: осевой вентилятор 1, напорный трубопровод 2, дроссельное устройство (набор диафрагм) 3. Измерительная аппаратура включает: амперметр 8 и вольтметр 9 для определения мощности, потребляемой электродвигателем 4 вентилятора, микроманометры ММН-240 6 и 7 для определения полного и динамического напора в напорном трубопроводе, ручной тахометр 5 для определения числа оборотов вентилятора. Блок питания включает автотрансформатор 11 и выпрямитель 10.

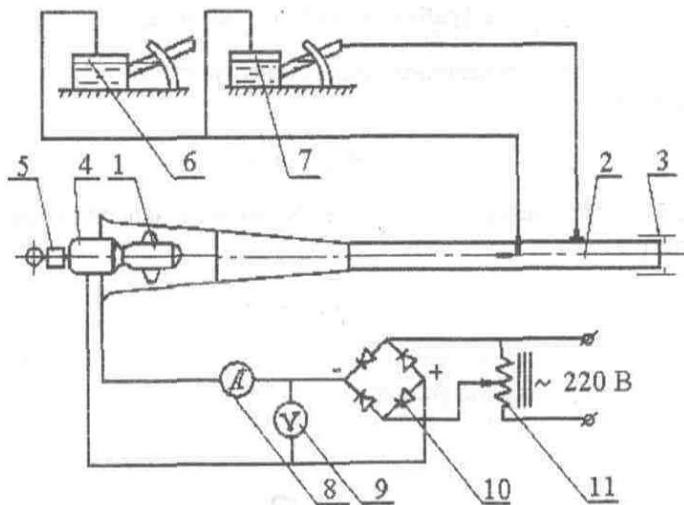


Рисунок 2.2 – Принципиальная схема экспериментальной установки

Порядок проведения работы

1. Включают блок питания.
 2. Автотрансформатором 11 устанавливают число оборотов вентилятора, равное 5000 об/мин при полностью открытом напорном трубопроводе (без диафрагм). Измерение числа оборотов вентилятора осуществляется с помощью ручного тахометра 5.
 3. С помощью амперметра 8 и вольтметра 9 определяют мощность, потребляемую электродвигателем вентилятора. Микроанометры 6 и 7 измеряют полное и динамическое давление в напорном трубопроводе.
 4. С помощью дроссельного устройства (сменой диафрагм) дросселируют поток воздуха в напорном трубопроводе и снимают показания приборов при том же числе оборотов вентилятора до полного закрытия трубопровода (холостой ход).
- Затем опыт повторяется для числа оборотов вентилятора 4000 и 3000 об/мин.
5. Показания приборов для режимов работы вентилятора записывают в таблицу 2.1

Обработка опытных данных

1. Расход (производительность вентилятора) рассчитываем по формуле

$$Q = C_{cp} \cdot F, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.1)$$

где F – площадь поперечного сечения трубопровода, $F = 0,0176 \text{ м}^2$,

C_{cp} – средняя скорость движения потока в напорном трубопроводе, равная

$$C_{cp} = 0,5 \cdot C_{oc}, \text{ м/с}. \quad (2.2)$$

где C_{oc} – скорость движения потока на оси напорного трубопровода, определяемая по выражению

$$C_{oc} = \sqrt{\frac{2P_d}{\rho}}, \text{ м/с} \quad (2.3)$$

2. Полный коэффициент полезного действия вентилятора определяется из выражения

$$\eta = \frac{Q \cdot P_{\Pi}}{N} \cdot 100\% \quad (2.4)$$

3. Все рассчитанные данные вносятся в таблицу 2.1

4. На основании опытных и расчетных данных строится на миллиметровой бумаге универсальная характеристика центробежного вентилятора $P = \sigma(Q)$; $N = \varphi(Q)$; $\eta = \psi(Q)$.

5. Универсальная характеристика осевого вентилятора сравнивается с универсальной характеристикой центробежного вентилятора, полученной в лабораторной работе №1.

Таблица 2.1

№ пп	Опытные данные					Расчетные данные				
	n, об/мин	P _п , Па	P _д , Па	I, А	U, В	C _{ос} , м/с	C _{ср} , м/с	Q, м ³ /с	N, Вт	η, %
1.1	5000									
1.2										
1.3										
1.4										
1.5										
1.1	4000									
1.2										
1.3										
1.4										
1.5										
1.1	3000									
1.2										
1.3										
1.4										
1.5										

Контрольные вопросы

1. Что называется универсальной характеристикой осевого вентилятора?
2. От чего зависит форма характеристик осевых машин?
3. В чем состоит общая методика определения характеристик гидравлических машин?
4. В чем отличие универсальных характеристик осевого вентилятора от характеристик центробежного вентилятора?
5. Порядок проведения работы.

Лабораторная работа №3 СНЯТИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Общие сведения

Рабочими характеристиками центробежного насоса называются графические изображения зависимостей развиваемого напора H , потребляемой мощности N и полного КПД насоса. Общий вид рабочих характеристик насоса показан на рисунке 3.1.

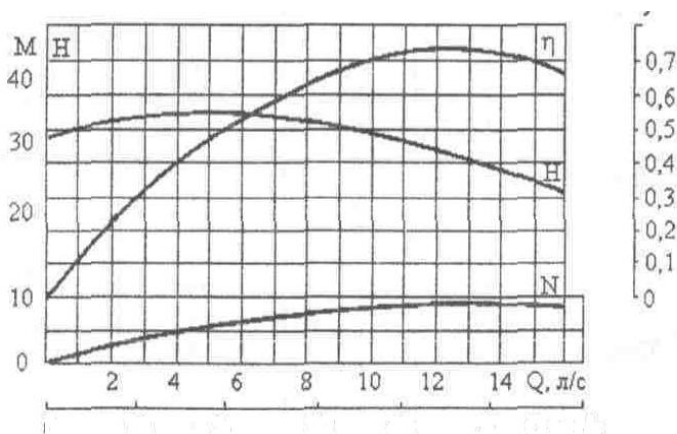


Рисунок 3.1 - Зависимость η от его подачи (производительности) Q при постоянной частоте вращения n

Подачей насоса Q называется количество жидкости (объемное или массовое), подаваемое им в единицу времени. Производительность обычно измеряют в $\text{м}^3/\text{с}$ или $\text{кг}/\text{с}$. В соответствии с ГОСТ 17398-72 «Насосы. Термины и определения» давлением насоса называют величину P , определяемую зависимостью

$$P = P_k - P_n + \rho \frac{C_k^2 - C_n^2}{2} + \rho g (Z_k - Z_n), \quad (3.1)$$

где P_k и P_n - соответственно давление на входе (конечное) и на входе (начальное), Па;

ρ - плотность среды, подаваемой насосом, кг/м³;

C_k и C_n - скорости среды на выходе и входе в насос, м/с;

Z_k и Z_n - высоты расположения центров тяжести выходного и входного сечений насоса, м (рисунок.3.2).

Давление и напор, развиваемый насосом, определяют в соответствии с равенством

$$P = \rho \cdot g \cdot H \quad (3.2)$$

Напор имеет линейную размерность, м (метры), и физически представляет собой высоту столба той жидкости, к потоку которой он относится.

Величина напора, применительно к схеме показанной на рисунке 3.2, может быть определена из выражения

$$H = h_{\text{вак.}} + h_{\text{ман.}} + Z_0 + \frac{C_{\text{нг}}^2 - C_{\text{вс}}^2}{2g} \quad (3.3)$$

$h_{\text{вак}}$ - показание вакуумметра «В», присоединенного к всасывающему патрубку насоса, выраженное в метрах столба перекачиваемой жидкости ;

$h_{\text{ман}}$ - показание манометра «М», присоединенного к нагнетательному патрубку насоса, также выраженное в метрах столба перекачиваемой жидкости ;

Z_0 - вертикальное расстояние в метрах между точками подключения манометра и вакуумметра.

Если диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков одинаковы

$$\frac{C_{\text{нг}}^2 - C_{\text{вс}}^2}{2g}$$

($d_{\text{вс}} = d_{\text{нг}}$) или скоростные напоры $C_{\text{вс}}^2/2g$ и $C_{\text{нг}}^2/2g$ малы по сравнению с напором H , развиваемым насосом, то членом можно пренебречь

тогда

$$H = H_{\text{вак}} + H_{\text{ман}} + Z_0. \quad (3.4)$$

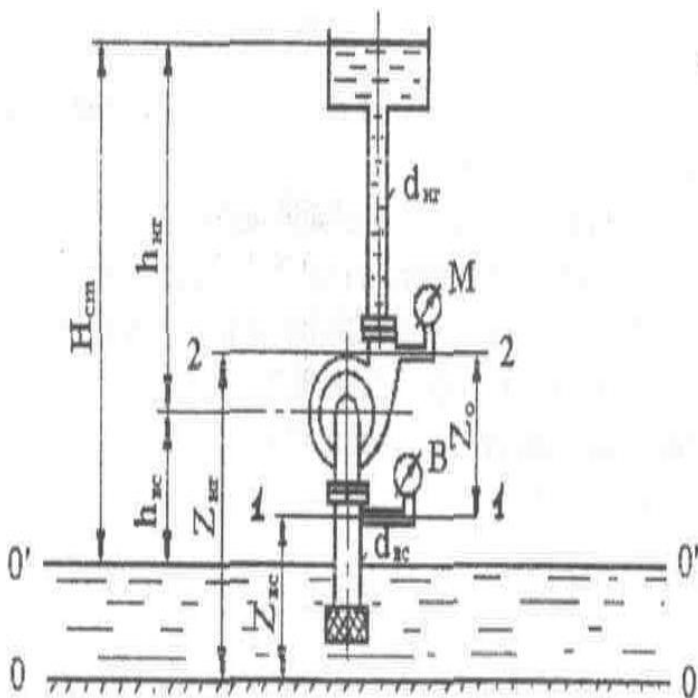


Рисунок 3.2 – Схема расположения насоса

Полезной мощностью N_p называется приращение энергии, получаемое всем потоком жидкости в насосе в единицу времени (1с);

$$N_p = \frac{P \cdot Q}{1000} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{1000}, \text{ кВт}, \quad (3.5)$$

где P - давление, Па;

Q -подача, $\text{м}^3/\text{с}$;

H -напор, м.

Потребляемой мощностью N является мощность на валу. Часть ее затрачивается на создание полезной (гидравлической) мощности N_p , а другая - на преодоление механического трения в подшипниках и сальниках, а также трения наружной поверхности рабочего колеса о жидкость.

Мощность на валу (потребляемая насосом мощность) может быть определена по формуле

$$N = \eta_{\text{двиг.}} \cdot N_{\text{эл.}} \quad (3.6)$$

где $\eta_{\text{двиг.}}$ – КПД электродвигателя, определяемый по графику зависимости от нагрузки электродвигателя;

$N_{\text{эл.}}$ – мощность, потребляемая электродвигателем и определяемая ваттметром или по показаниям вольтметра и амперметра по формуле

$$N_{\text{эл.}} = \frac{U \cdot I}{1000}, \text{кВт} \quad (3.7)$$

Полный коэффициент полезного действия насоса η представляет собой отношение полезной мощности N_n к потребляемой N , т.е.

$$\eta = N_n / N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{1000} \quad (3.8)$$

Рабочие характеристики насоса, полученные для определенного числа оборотов n , могут быть пересчитаны на любое другое число оборотов n_1 по формулам подобия:

$$\begin{aligned} Q / Q_1 &= n / n_1; \\ H / H_1 &= (n / n_1)^2; \\ N / N_1 &= (n / n_1)^3. \end{aligned} \quad (3.9)$$

Эти зависимости с достаточной степенью точности совпадают с опытными данными лишь при нормальных режимах работы насоса, т.е. в области оптимальных значений его КПД.

Цель работы

Снятие рабочих характеристик центробежного насоса при заданном постоянном числе оборотов рабочего колеса.

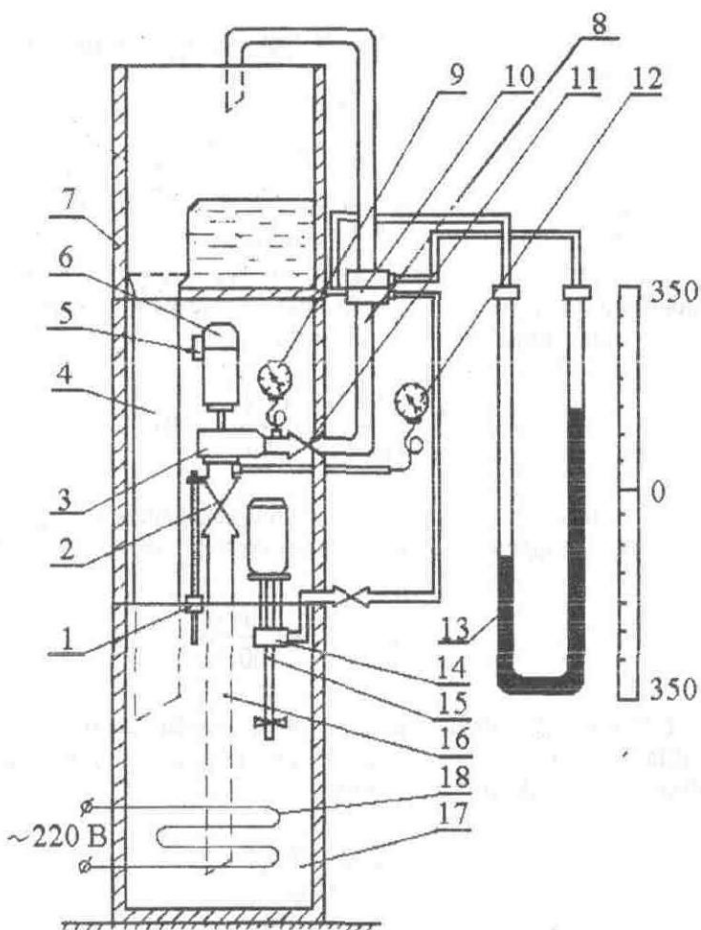


Рисунок 3.3 – Принципиальная схема экспериментальной установки

Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рис.3.3) включает следующие основные элементы: центробежный насос 3, электродвигатель 6, всасывающий 16 и напорный 8 трубопроводы, напорный бак 7, термостат 17, сливную трубу 4. На всасывающем и нагнетательном трубопроводе установлены регулирующие вентили 2 и 11. Расход воды через насос определяется с помощью дроссельной шайбы 10 и дифференциального манометра 13 по тарировочной кривой (рис.3.4). Залив насоса осуществляется с помощью насоса термостата 14. На всасывающем трубопроводе установлен пружинный вакуумметр 12, а на напорном - пружинный манометр 9. Для измерения числа оборотов рабочего колеса насоса используется электронный цифровой тахометр.

Порядок проведения работы

1. Заливают насос водой из термостата с помощью насоса для залива 14.
2. Включают насос. Во избежание большого пускового момента включение насоса производится при закрытой регулирующей задвижке 11.
3. При закрытой задвижке 11 снимают показания дифференциального манометра 13, пружинного вакуумметра 12, пружинного манометра 9, тахометра и ваттметра (вольтметра и амперметра).
4. Путем частичного открытия регулирующей задвижки 11 последовательно устанавливают несколько (до 8-10) новых режимов работы насоса так, чтобы более или менее равномерно охватить весь диапазон возможного изменения подачи (от $Q = 0$ до $Q_{\text{так}}$). При каждом режиме работы насоса снимают показания приборов, перечисленных в п.3. Все данные замеров вносят в табл.3.1.

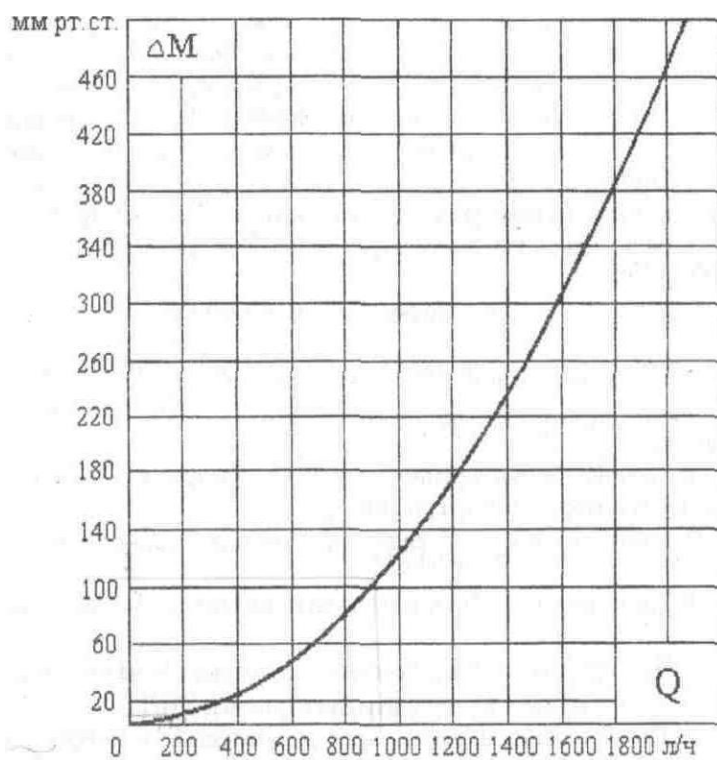


Рисунок 3.4 – Тарировочная кривая дифференциального манометра

Обработка опытных данных

1. По показаниям дифференциального манометра H с помощью тарировочной кривой $Q = f(h)$ определяется производительность насоса Q .
2. Подсчитывают средние скорости, скоростные напоры и их разности в местах отбора давлений.
3. По формуле (3.4) подсчитывают напор H , развиваемый насосом.
4. По формуле (3.5) подсчитывают полезную мощность насоса.
5. По формуле (3.6) подсчитывают мощность N на валу насоса.
6. По формуле (3.8) подсчитывают полный КПД насоса η .
7. По полученным результатам вычислений, соответствующим замедленному числу оборотов n , строятся рабочие характеристики насоса в строго выдержанных масштабах.
8. При необходимости построения рабочих характеристик для иного числа оборотов Q , H и N пересчитывают по формулам (3.9).

Контрольные вопросы

1. Что называется рабочей характеристикой центробежного насоса?
2. Какой зависимостью определяется давление, создаваемое центробежным насосом?
3. Какой зависимостью определяется напор, развиваемый центробежным насосом?
4. Что такое КПД насоса и как он определяется?
5. Как пересчитываются рабочие характеристики центробежного насоса с одного числа оборотов рабочего колеса на другое?
6. Порядок проведения работы.

Таблица 3.1

Номер опыта	Показания дифманометра h, мм рт.ст.	Производительность насоса Q, м³/с	Определение напора, развиваемого насосом					Полезная мощность N _п по (3.5), кВт	Определение мощности на валу насоса			КПД насоса η по (3.8)
			Показания вакуумметра		Показания манометра		Напор H по (3.4), кВт		Мощность электродвигателя N _{эл.} по (3.7), кВт	КПД электродвигателя	Мощность на валу насоса N по (3.6), кВт	
			P _{вак.} кгс/см², Па	h _{вак.} мм вод. ст.	P _{ман.} кгс/см², Па	h _{ман.} мм вод. ст.						

Лабораторная работа № 4

СНЯТИЕ КАВИТАЦИОННОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Общие сведения

Как известно, всасывание жидкости насосом происходит под действием разности давлений на поверхности жидкости в приемном резервуаре и у входа в насос.

При падении давления у входа в рабочее колесо насоса до давления насыщенных паров, соответствующего температуре перекачиваемой жидкости, происходит интенсивное парообразование (самовскипание) жидкости, при котором возникает весьма сложный комплекс явлений, носящих название *кавитация*. Образовавшиеся пузырьки пара увлекаются движущимся потоком и переносятся в область более высокого давления, где происходит их конденсация.

При конденсации паров частицы жидкости устремляются к центру пузырьков с большой, нарастающей скоростью. В момент завершения процесса конденсации происходит соударение частиц жидкости, что вызывает местные гидравлические удары, сопровождающиеся мгновенным повышением давления. Кроме того, при конденсации происходит мгновенное местное повышение температуры.

Под действием гидравлических ударов жидкости о стенки каналов, а также под действием высокой температуры происходит местное поверхностное разрушение (эрозия) стенок канала и рабочего колеса насоса. Это является наиболее опасным следствием кавитации.

Удары частиц жидкости о стенки каналов сопровождаются шумом, треском и вибрацией всей насосной установки. К ударному действию частиц жидкости добавляются химическое воздействие на металл кислорода воздуха, выделяющегося из жидкости при прохождении ею зоны вакуума, а также воздействия электрического характера, что вызывает коррозию металла.

Кавитация может возникнуть не только в насосах, но и в трубопроводах, а также в других устройствах, где поток жидкости подвергается сужению с дальнейшим расширением (в кранах, клапанах, вентилях, диафрагмах, распределительных золотниках и т.д.).

До наступления кавитации напор и мощность насоса практически не зависят от вакууметрической высоты всасывания. С появлением кавитации

резко снижаются производительность, напор, мощность и КПД насоса. Наблюдаются резкие частотные колебания (пульсации) давления в нагнетательной линии, ударные нагрузки, воздействующие на подшипники и другие детали насоса и вызывающие его быстрый выход из строя. Поэтому длительная работа насосной установки в кавитационных режимах недопустима.

Как указывалось выше, кавитация в насосе происходит при падении давления у входа в насос до некоторой минимальной величины. Для ее определения применяется уравнение Бернулли для сечений, взятых на свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре (она же и плоскость сравнения) и во всасывающем патрубке насоса (сечение 1-1 на рис. 3.2):

$$\frac{P_0}{\rho} = g \cdot h_{\text{вс}} + \frac{P_{\text{вс}}}{\rho} + \frac{C_{\text{вс}}^2}{2} + g \cdot h_{\text{тр.вс.}},$$

откуда

$$h_{\text{вак.}} = h_{\text{вс}} + \frac{C_{\text{вс}}^2}{2g} + h_{\text{тр.вс.}} - \frac{\Delta P}{\rho g}, \quad (4.1)$$

где $\Delta P = P_0 - P_{\text{атм.}}$

P_0 – абсолютное давление на поверхности жидкости в приемном резервуаре;

$h_{\text{вс}}$ – геометрическая высота всасывания;

$P_{\text{вс}}$ – абсолютное давление во всасывающем патрубке насоса;

$C_{\text{вс}}$ – средняя скорость движения жидкости во всасывающем патрубке;

$h_{\text{тр.вс.}}$ – гидравлические потери во всасывающем трубопроводе.

Кавитация ограничивает высоту всасывания насоса. Высота всасывания, при которой начинается кавитация, называется *критической*. Она зависит от конструкции насоса, режима его работы, рода и температуры жидкости и от величины атмосферного давления.

При кавитационных испытаниях насоса определяется вакууметрическая высота всасывания, при которой начинается кавитация.

Кавитационной характеристикой насоса называется зависимость напора H и мощности N от вакууметрической высоты всасывания $h_{\text{вак.}}$ при постоянной производительности насоса и постоянном числе оборотов рабочего колеса.

Общий вид кавитационной характеристики насоса показан на рис.4.1.

Начало резкого падения кривых напора и мощности определяет максимально допустимое значение вакуумметрической высоты, которую называют *критической вакуумметрической высотой всасывания* $h_{кр.вак.}$. Зная последнюю, можно по зависимости (4.1) определить предельную допустимую высоту всасывания:

$$h_{доп.вс} = h_{кр.вак.} - \frac{C_{вс}^2}{2g} - h_{тр.вс.} + \frac{\Delta P}{\rho g} \quad (4.2)$$

Если на поверхности жидкости в приемном резервуаре $P_0 = P_{атм.}$, то в выражениях (4.1) и (4.2) $\Delta P = 0$.

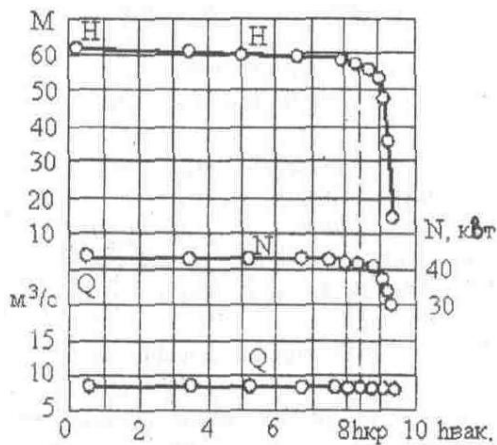


Рисунок 4.1 – Общий вид кавитационной характеристики насоса

Цель работы

1. Демонстрация на опытной насосной установке внешних признаков появления кавитации в центробежном насосе.
2. Снятие кавитационной характеристики центробежного насоса и определение критической вакуумметрической высоты всасывания при постоянной производительности и постоянном числе оборотов рабочего колеса.

Описание экспериментальной установки

Снятие кавитационной характеристики центробежного насоса производится на опытной установке открытого типа, описание которой приведено в лабораторной работе № 3 (см. рис. 3.3).

Для изменения давления у входа в насос на всасывающем трубопроводе установлена регулирующая задвижка 2, при различном открытии которой изменяется вакуум во всасывающем патрубке насоса.

Порядок проведения работы

1. Заливают насос водой из термостата с помощью насоса для залива, для чего на короткое время открывают регулирующую задвижку 11.

2. Включают насос. Во избежание большого пускового момента включение насоса производится при закрытой задвижке 11,

3. При помощи задвижки 11 на нагнетательном трубопроводе устанавливают некоторую подачу насоса, при которой и определяется критическая высота всасывания, соответствующая началу процесса кавитации.

4. Снимают показания дифференциального манометра, ваттметра, пружинного вакуумметра, пружинного манометра и тахометра.

5. Прикрывая задвижку 2 на всасывающем трубопроводе, устанавливают новый вакуум у входа в насос. Так как при этом производительность насоса уменьшается, то, маневрируя задвижкой 11, восстанавливают первоначальную производительность насоса, о чем судят по показаниям дифференциального манометра*. После этого снова снимают показания всех приборов, перечисленных в п.4.

6. Постоянная температура воды на входе в насос поддерживается термостатом; ее величина задается руководителем работ.

7. Аналогично устанавливают новые режимы работы насоса, при которых снимаются показания всех приборов. Всего проводят 8-12 опытов. Все данные замеров вносят в таблицу (см. табл.3.1).

Обработка опытных данных

1. По показаниям дифференциального манометра и с помощью тарифичной кривой определяют производительность насоса

2. Подсчитывают средние скорости, скоростные напоры и их разности в местах отбора давления.

3. По формулам (3.3) подсчитывается напор H , развиваемый насосом..

4. По формуле (3.6) подсчитывают потребляемую насосом мощность (мощность на валу). Все результаты вычислений заносятся в таблицу (см. табл.3.1).

5. По найденным значениям Q , H , N и $h_{\text{вак}}$ строятся кавитационные характеристики насоса в строго выдержанных масштабах.

6. Из кавитационной характеристики определяется критическое значение вакуумметрической высоты всасывания $h_{\text{кр.вак}}$.

Контрольные вопросы

1. Что такое явление кавитации?
2. Почему недопустима длительная работа насосной установки в кавитационном режиме?
3. Уравнение сохранения энергии (уравнение Бернулли).
4. Что такое вакуумметрическая высота всасывания, как она определяется и от чего зависит?
5. Как определяется предельная допустимая высота всасывания?
6. Порядок проведения работы.

Лабораторная работа №5

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ, ИМЕЮЩИХ ОДИНАКОВЫЕ РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Общие сведения

На практике часто встречаются случаи совместной работы машин на общую сеть. Каждый конденсатор паровой турбины обслуживается двумя параллельно включенными конденсатными насосами, а питательные насосы включаются последовательно с конденсатными. В топку парогенератора воздух подается параллельно включенными дутьевыми вентиляторами; два дымососа включены последовательно с вентиляторами. Большинство насосных установок выполняется в виде ряда насосов, включенных в сеть параллельно.

Вообще увеличение количества рабочих агрегатов позволяет уменьшать аварийный резерв установки и при благоприятной форме характеристики $P=f(Q)$ обеспечивает энергетически эффективную эксплуатацию.

Очевидно, что правильный выбор машин для совместной работы и правильная их эксплуатация невозможны без исследования совместной работы машин. Последовательное включение вентиляторов производится с целью увеличения давления.

Для проведения анализа совместной работы последовательно включенных центробежных вентиляторов необходимо построить их суммарную характеристику. Эта характеристика получается путем алгебраического сложения полных давлений каждого вентилятора при одинаковой их производительности. На рис.5.1а показаны характеристики $P=f(Q)$ для двух различных вентиляторов, включенных последовательно (P_1 - характеристика первого вентилятора, P_2 - характеристика второго вентилятора и P_{Σ} - суммарная характеристика вентиляторов).

Из рис.5.1а следует, что совместная работа вентиляторов на сеть I явно нерациональна: общая производительность двух вентиляторов p меньше производительности первого вентилятора Q_1 при раздельной работе ее на ту же сеть. Происходит это потому, что первому вентилятору приходится преодолевать сопротивление не только сети, но и второго вентилятора, который работает как дроссель ($P_2 < 0$).

При совместной работе вентиляторов на сеть с крутой характеристикой II общая производительность значительно больше, чем производительность каждого из вентиляторов при раздельной работе на ту же сеть (Q_1' и Q_2'), что говорит о целесообразности совместной работы в этом случае.

Вопрос о целесообразности совместной работы вентиляторов следует решать не только с учетом увеличения подачи, но и в зависимости от КПД вентиляторов (при совместной работе). Поэтому кроме суммарной характеристики $P-Q$ необходимо построить суммарную характеристику $\eta(Q)$ (рис.6.1 б), которая позволяет решить вопрос о целесообразности и экономичности совместной работы вентиляторов при последовательном включении. Наиболее экономичной работа вентиляторов при последовательном включении будет в том случае, если каждая машина при требуемой суммарной производительности будет работать в режиме максимального КПД. При совместной работе нескольких машин суммарная характеристика строится так же, как и для двух машин; давление складывается при равных расходах, а сумма КПД - по выражению

$$\eta = \frac{\sum P_i}{\sum \frac{P_i}{\eta_i}}$$

Цель работы

Исследование последовательной работы двух центробежных вентиляторов, имеющих одинаковые рабочие характеристики.

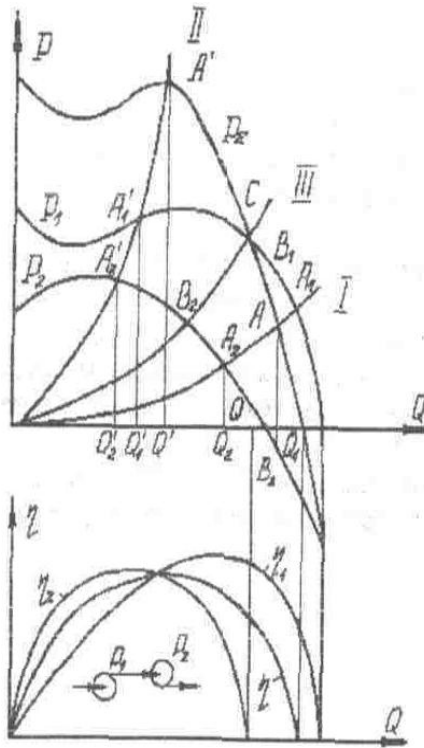


Рисунок 5.1 – Характеристики для двух различных вентиляторов.

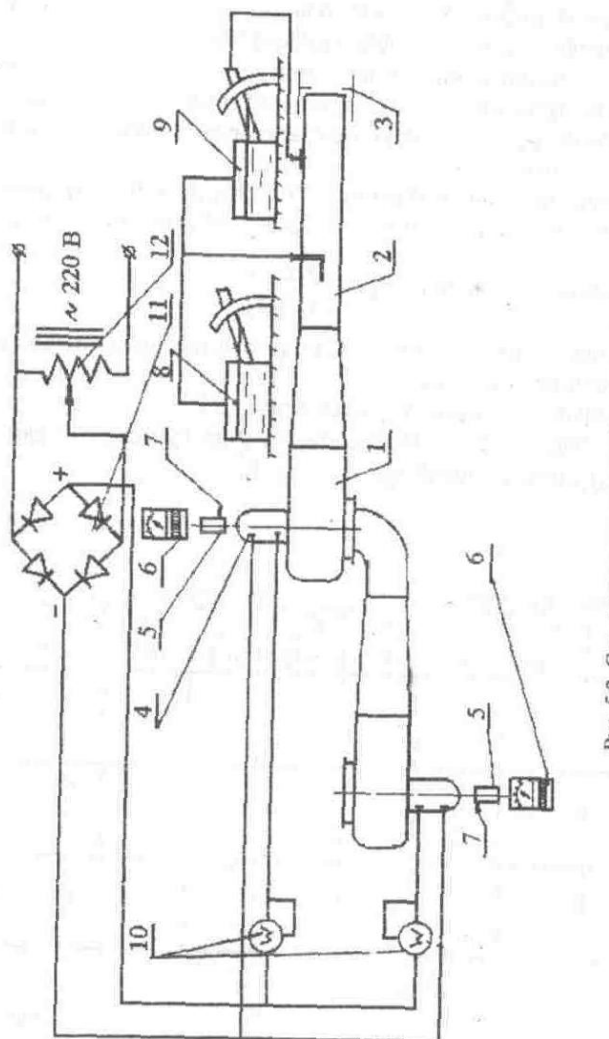
Описание экспериментальной установки

Опытная установка (рис.5.2) включает следующие основные элементы: два центробежных вентилятора 1 с приводом от электродвигателей постоянного тока 4, напорный трубопровод 2, дроссельное устройство (набор диафрагм) 3, измерительную аппаратуру и блок питания. Измерительная аппаратура включает: ваттметры 10 для определения мощности, потребляемой электродвигателями; микроманометры ММН-240 8,9 для определения полного и динамического напоров в напорном трубопроводе; преобразователь измерительный тахометрический ПИТ 6 и преобразователь первичный тахиметрический ППТ 5. Блок питания включает автотрансформатор 12 и выпрямитель 11.

Порядок проведения работы

1. Перед началом опыта необходимо подготовить электронный тахометр к работе.
2. Включается блок питания.
3. Автотрансформатором 12 устанавливается число оборотов обоих вентиляторов, равное 2500 об/мин (при полностью открытом напорном трубопроводе). Снимают мощность, потребляемую электродвигателем вентиляторов. По микроманометрам 8, 9 определяют полный и динамический напоры в напорном трубопроводе.
4. С помощью дроссельного устройства (сменой диафрагм) дросселируют поток воздуха в напорном трубопроводе и снимают показания приборов при неизменном числе оборотов вентилятора до полного закрытия трубопровода.
5. Опыт повторяют при 2000, 1500 об/мин.
6. Показания приборов для всех режимов записывают в таблицу 5.1.

Рисунок 5.2 – Схема экспериментальной установки.



Обработка опытных данных

1. Определяется расход воздуха в напорном трубопроводе при различных режимах работы вентиляторов (методика определения расхода представляется в лабораторной работе № 1).

2. Строится суммарная напорная характеристика $P_{\Sigma}=f(Q)$. На этом же графике строится рабочая характеристика одного из вентиляторов (рабочие характеристики вентиляторов в лабораторной работе № 1 и № 6 одинаковы).

3. Определяется полный коэффициент полезного действия двух последовательно включенных вентиляторов, работающих в различных режимах по выражению

$$\eta_{\Sigma} = \frac{P_{\Sigma} \cdot Q}{N_1 + N_2}.$$

4. Строится зависимость $\eta_{\Sigma}=f(Q)$ для случаев последовательной и раздельной работы вентиляторов.

5. Все расчетные величины записывают в таблицу 5.1.

6. Сравнить, совпадает ли экспериментальная суммарная зависимость $P_{\Sigma}=f(Q)$.

Таблица 5.1

№ пп	Опытные данные				Расчетные данные			
	n, об/мин	$P_{\Sigma п}$, Па	$P_{\Sigma д}$, Па	N, Вт	$C_{ос}$, м/с	$C_{ср}$, м/с	Q , м ³ /с	η , %
1.1	2500							
1.2								
1.3								
1.4								
1.1	2000							
1.2								
1.3								
1.4								
1.1	1500							
1.2								
1.3								
1.4								

Контрольные вопросы

1. С какой целью проводится последовательное включение нагнетательных машин?
2. Примеры последовательного включения нагнетательных машин.
3. Как строится суммарная характеристика двух последовательно включенных вентиляторов, имеющих одинаковые и различные напорные характеристики?
4. В каком случае рационально последовательное включение центробежных машин?
5. Как определяется суммарный КПД нескольких последовательно включенных центробежных машин?
6. Порядок проведения работы.

Лабораторная работа №6

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ, ИМЕЮЩИХ РАЗЛИЧНЫЕ РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Общие сведения

Целью работы является экспериментальное определение рабочей характеристики двух параллельно работающих центробежных вентиляторов, имеющих различные рабочие характеристики и изменения напорной характеристики вентилятора Р-Q в случае их совместной работы.

Параллельное включение вентиляторов производится для увеличения расхода.

Рассмотрим параллельную работу двух центробежных вентиляторов, имеющих различные рабочие характеристики, ограничившись для простоты случаем, когда можно пренебречь сопротивлением соединительных участков трубопроводов MN и KN (рис. 6.1).

Вентилятор 1 имеет рабочее колесо с лопатками, загнутыми вперед ($\beta_{2л} > 90^\circ$), и напорную характеристику P_1 . Вентилятор 2 имеет рабочее колесо с лопатками, загнутыми назад ($\beta_{2л} < 90^\circ$), и напорную

характеристику P_2 . Угол $\beta_{2л}$ - это угол между касательной к лопатке на выходе из рабочего колеса и отрицательным направлением окружной скорости. При построении суммарной характеристики необходимо учесть, что:

а). напор (давление), развиваемый при совместной работе всегда одинаков ($P_1=P_2=P_\Sigma$);

б). подача при работе обеих машин равна сумме подач машин при их совместной работе ($Q_1+Q_2=Q_\Sigma$).

Сложение характеристик вентиляторов производится одинаково до тех пор, пока подача положительна. Если в вентиляторе есть обратный клапан, то отрицательной подачи (т.е. обратного течения воздуха через вентилятор) быть не может. Поэтому, начиная с давления, при котором подача одного из вентиляторов достигла нуля (точка d_2), суммарная характеристика совпадает с характеристикой первого вентилятора ($d_2 \rightarrow d_1 \rightarrow \beta_1$).

При крутой характеристике сети III совместная работа вентиляторов явно не целесообразна; подача первого вентилятора при раздельной работе больше, чем общая подача при совместной работе. Чтобы установить причину этого, проведем через точку А пересечения суммарной характеристики вентиляторов и характеристики сети III горизонтальную линию, пересекающую характеристики вентиляторов в точках B_1 и B_2 . Эти точки определяют режимы работы вентиляторов при их совместной работе на сеть III. Отрицательное значение подачи второго вентилятора означает, что воздух движется через вентилятор в обратном направлении, этим и объясняется уменьшение суммарной подачи. Из рис. 6.1. видно, что совместная работа вентиляторов при параллельном включении имеет смысл при характеристике сети более пологой, чем для сети II, проходящей через точку пересечения суммарной характеристики и характеристики первого вентилятора. Необходимо отметить также полезную особенность совместной работе вентиляторов при параллельном включении. При отключении одного из вентиляторов режим работы второго вентилятора смещается в область больших подач. Так, если при совместной работе двух вентиляторов на сеть I суммарная подача равна Q , режим работы первого вентилятора характеризуется точкой B_1 , то при отключении второго вентилятора режим работы первого из точки B_1 переходит в точку A_1 , его подача возрастает до Q'_1 , суммарный к.п.д. установки (рис.6.1.б)

$$\eta_{\Sigma} = \frac{Q_1 + Q_2}{\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2}}.$$

Таким образом, если вентиляторы при параллельном включении должны обеспечить подачу Q и давление P , то желательно, чтобы давление P соответствовало режиму максимального к.п.д. каждого вентилятора, а суммарная подача вентиляторов при давлении P равнялась требуемой подаче.

Цель работы

Исследование параллельной работы двух параллельно включенных вентиляторов, имеющих различные рабочие характеристики.

Описание экспериментальной установки

Опытная установка (рис.6.2.) включает следующие основные элементы: два центробежных вентилятора 1 с электродвигателями постоянного тока 4, приводящими во вращение рабочие колеса вентиляторов; напорный трубопровод 2; дроссельное устройство (набор диафрагм) 3; измерительную аппаратуру и блок питания. Измерительная аппаратура включает: ваттметры 10 для определения мощности, потребляемой электродвигателями; шесть микроманометров ММН-240 (на схеме рис.6.2. показаны только два микроманометра 8,9 для определения полного и динамического напоров в напорном трубопроводе); преобразователь первичный тахометрический ППТ 5. Блок питания включает автотрансформатор 12 и выпрямитель 11.

Порядок проведения работы

1. Снимают рабочие характеристики одного и второго вентиляторов для случая их раздельной работы при количестве 2250, 2000, 1750 об/мин.
2. Снимается суммарная рабочая характеристика двух параллельно включенных вентиляторов при тех же числах оборотов.

3. Показания приборов занести в таблицу 6.1.

Обработка опытных данных

1. Строится суммарная напорная характеристика $P_{\Sigma}=\delta(Q)$. На этом же графике строятся индивидуальные напорные характеристики для каждого вентилятора.

2. Определяется полный коэффициент полезного действия для случаев совместной и раздельной работы вентиляторов.

3. Строится зависимость к.п.д. и мощности вентиляторов для случаев раздельной и совместной работы.

4. Сравнить, совпадает ли экспериментальная суммарная зависимость $P_{\Sigma}=\delta(Q)$ с построенной теоретически.

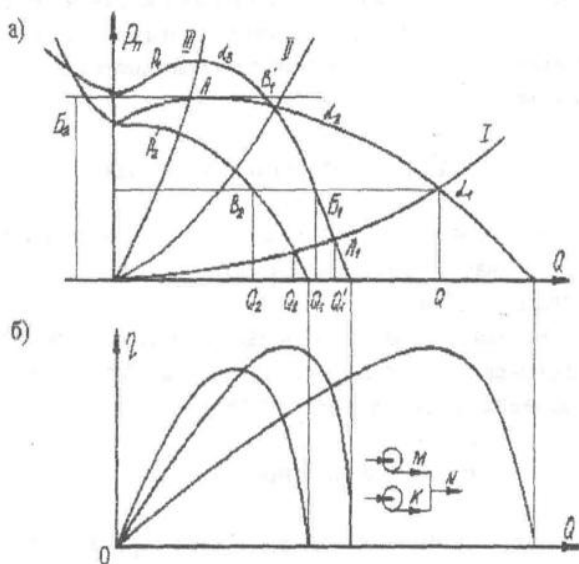


Рисунок 6.1 – Характеристики совместной работы вентиляторов

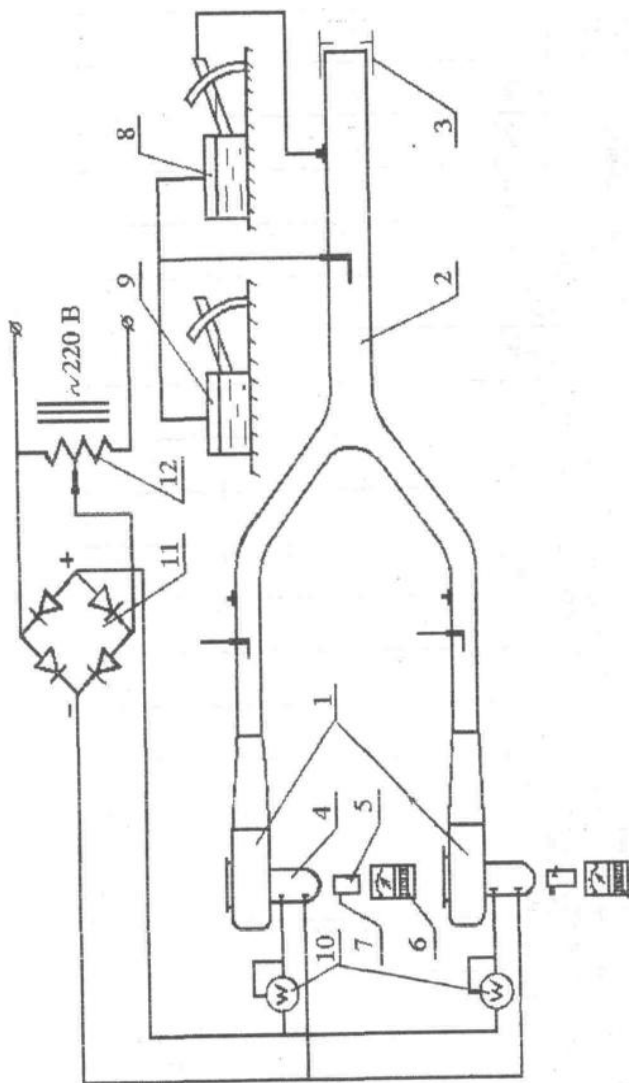


Рисунок 6.2 – Схема экспериментальной установки.

Контрольные вопросы

1. С какой целью производится параллельное включение нагнетательных машин?
2. Примеры параллельного включения нагнетательных машин
3. Как строится суммарная характеристика двух параллельно включенных центробежных вентиляторов, имеющих одинаковые и различные напорные характеристики?
4. В каком случае рационально параллельное включение центробежных машин?
5. Как определяется суммарный коэффициент полезного действия нескольких параллельно включенных центробежных машин?
6. Порядок проведения работы.

Лабораторная работа №7

ГИДРАВЛИКА

Цель работы

Определение режимов течения жидкости, коэффициента гидравлического трения, коэффициентов местных гидравлических сопротивлений, напорной и пьезометрической линий трубопровода, исследование процессов истечения жидкости через гидродроссель.

Общие сведения

В состав стенда входят гидробак Б, шестеренный насос Н, фильтр Ф, предохранительный клапан КП, регулятор расхода РР, два гидрораспределителя Р1 и Р2, пружинный аккумулятор А, два гидродросселя ДР1 и ДР2, трубопроводы (в том числе исследуемые участки трубопроводов **abc** и участок **де** с установленным дросселем ДР2). Привод насоса осуществляется от электродвигателя. Информационно-измерительная система стенда включает 6 манометров (МН1 – МН6, манометр МН5 – электроконтактный с двумя

управляемыми контактами), расходомер скоростного типа РА, термометр Т и электронный секундомер.

Управление гидрораспределителями осуществляется тумблерами Р1 и Р2. Возможны два режима работы электронного секундомера – ручной и автоматический (указанные режимы работы устанавливаются тумблером на верхней панели).

При установке тумблера в положение “РУЧН.” секундомер используется для определения времени прохождения через расходомер РА заданного объема жидкости (с тем, чтобы в дальнейшем определять расход жидкости в трубопроводе).

Питание секундомера включается тумблером “Вкл.”, начало отсчета времени – тумблером “Счет.”, сброс показаний электронного табло – кнопкой “Сброс”. При нажатии кнопки “Сброс” секундомер не должен производить отсчет времени, то есть тумблер “Счет” необходимо переключить в нижнее положение.

При установке тумблера установки режима в положение “АВТ.” секундомер используется для подсчета времени заполнения и опорожнения рабочей полости пружинного аккумулятора А (при этом должно быть включено питание секундомера и счет, то есть тумблеры постоянно установлены в положение “Вкл.” и “Счет”). Включением и выключением секундомера управляет электроконтактный манометр МН5. После завершения процесса заполнения или опорожнения рабочей полости аккумулятора А фиксируется время процесса, а затем, нажав кнопку “Сброс”, можно сбросить показания табло.

Номинальное давление в системе 1 МПа (допускается до 1,1 МПа). Давление устанавливается с помощью регулировочного винта, установленного на предохранительном клапане. Винт должен быть надежно зафиксирован с помощью контргайки.

Заправочная емкость гидробака – 70 дм³ (литров).

Рекомендуемые рабочие жидкости: минеральные масла МГЕ-46В, МГ-30у, М-8В.

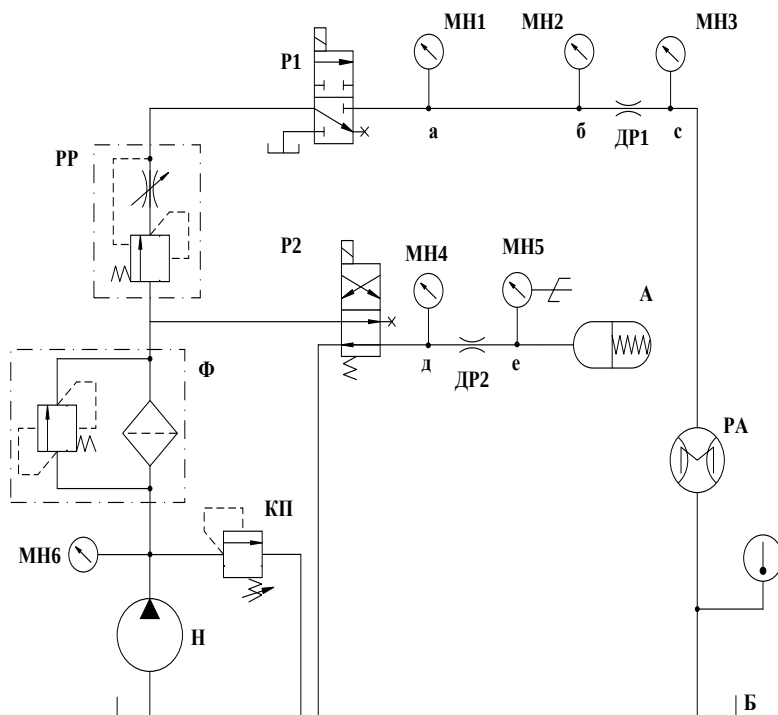


Рисунок 7.1 – Схема гидравлическая принципиальная стенда

Порядок проведения работы

1. Измерение давления и расхода, определение режима течения жидкости

Цель работы:

- 1) Изучение основных величин гидравлики и аналогий между системами различной физической природы;
- 2) Изучение приборов и единиц измерения давления и расхода;
- 3) Экспериментальное определение режима течения жидкости.

Экспериментальная часть

Для проведения эксперимента необходимо:

- включить питание стенда;

- включить электродвигатель (кнопка “Пуск”);
- включить распределитель (тумблер Р1 в положение “Вкл.”);
- дать возможность поработать стенду в течение 5 – 6 минут;

- произвести замеры времени прохождения заданного объема рабочей жидкости через трубопровод **абс**. Время измерять с помощью электронного секундомера, а объем проходимой жидкости измерять с помощью расходомера (один поворот красной стрелки на расходомере соответствует прохождению через устройство одного литра жидкости). Опыты провести при различных расходах (расход изменяется с помощью регулятора расхода РР). В каждом опыте необходимо также фиксировать температуру рабочей жидкости.

После проведения всех опытов необходимо отключить питание секундомера, выключить электродвигатель и отключить питание стенда.

2. Построение напорной и пьезометрической линий трубопровода

Цель работы:

- 1) Изучение уравнение Бернулли;
- 2) Уяснение физической сущности полного напора и составляющих его скоростного (динамического), пьезометрического и геометрического напоров;
- 3) Экспериментальное определение напорной и пьезометрической линий трубопровода.

Экспериментальная часть

Объектом исследования является горизонтально расположенный участок трубопровода **абс**. К трем сечениям трубопровода подключены манометры. Внутренний диаметр трубопровода 8 мм.

Для проведения экспериментов необходимо:

- включить питание стенда;
- включить, нажав кнопку “Пуск”, электродвигатель;
- тумблер Р1 переключить в положение “Вкл.”;
- дать возможность установке поработать в течение 5 – 6 минут;
- для двух значений расхода (настроек регулятора расхода РР) произвести измерения давлений (по манометрам МН1 – МН3). Так-

же необходимо уже описанным выше способом измерить расход и температуру рабочей жидкости.

После проведения экспериментов необходимо отключить питание секундомера, выключить электродвигатель и отключить питание стенда.

$$\frac{C_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho_1 g} + Z_1 = \frac{C_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho_2 g} + Z_2 + \Delta h \quad (7.1)$$

3. Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений

Цель работы:

- 1) Изучение видов и причин потерь энергии в местных гидравлических сопротивлениях;
- 2) Изучение методики экспериментального определения коэффициентов местных гидравлических сопротивлений;
- 3) Экспериментальное определение коэффициента местного гидравлического сопротивления гидродросселя (ДР1).

Экспериментальная часть

Объектом исследований на стенде является гидродроссель ДР1, установленный на участке трубопровода **бс**.

Для проведения экспериментов необходимо:

- включить питание стенда;
- включить питание электродвигателя;
- включить тумблер Р1 в положение “Вкл.”.

Дать возможность установке поработать в течение 5 – 6 минут.

Провести при различных расходах 4 – 5 опытов. В каждом опыте измерять по манометрам МН1, МН2 и МН3 давления, время прохождения через расходомер заданного объема рабочей жидкости и температуру жидкости.

После выполнения всех опытов отключить питание электронного секундомера, электродвигателя и стенда.

Потери на местные сопротивления

$$\Delta P_{\text{м.сопр.}} = \xi \frac{\rho c^2}{2}; \quad \text{Па} \quad (7.2)$$

где ξ – коэффициент местных сопротивлений.

4 Определение коэффициента гидравлического трения (коэффициента Дарси)

Цель работы:

- 1) Изучение способов определения коэффициента гидравлического трения;
- 2) Изучение методики экспериментального определения коэффициента гидравлического трения;
- 3) Экспериментальное определение коэффициента гидравлического трения и установление зависимости его от числа Рейнольдса.

Экспериментальная часть

Коэффициент гидравлического трения определяется на участке трубопровода **аб**.

Для проведения экспериментов необходимо:

- включить питание стенда;
- включить питание электродвигателя;
- включить тумблер Р1 в положение “Вкл.”.

Дать возможность поработать установке в течение 5 – 6 минут.

Опыты провести при различных значениях расхода. В каждом опыте необходимо регистрировать по манометрам МН1 и МН2 давления, а также время прохождения через расходомер заданного объема рабочей жидкости и температуру жидкости.

После выполнения всех опытов отключить питание электронно-го секундомера, электродвигателя и стенда.

Потери на трение

$$\Delta P_{\text{тр.}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho c^2}{2}; \quad \text{Па} \quad (7.3)$$

где λ – коэффициент трения,

l – длина трубопровода, м,

d – диаметр трубопровода, м.

5. Исследование нестационарных процессов истечения жидкости через гидродроссель

Цель работы:

- 1) Экспериментальное определение времени заполнения рабочей полости пружинного аккумулятора через гидродроссель;
- 2) Экспериментальное определение времени опорожнения через гидродроссель рабочей полости пружинного аккумулятора;
- 3) Определение расчетным путем характеристик, определяемых в п.1 и 2, и сопоставление их с экспериментальными.

Экспериментальная часть

Для проведения экспериментов необходимо:

- включить питание стенда;
- включить питание электродвигателя.

Дать возможность установке поработать в течение 5 – 6 минут. После этого необходимо:

- тумблер включения режима секундомера переключить в положение “АВТ.”;
- включить тумблеры управления секундомером в положения “Вкл.” и “Пуск”.

Провести по 5 – 6 опытов (заполнений и опорожнений рабочей полости пружинного аккумулятора). Для этого необходимо воздействовать на тумблер управления гидрораспределителем Р2. При установке этого тумблера в положение “Вкл.” происходит заполнение полости аккумулятора, а при установке в положение “Выкл.” – опорожнение этой полости (которое происходит под действием пружины, взаимодействующей с поршнем).

В каждом опыте необходимо фиксировать время процесса. После завершения процесса секундомер автоматически останавливается. Перед началом следующего процесса целесообразно сбрасывать с помощью кнопки “Сброс” показания секундомера.

После проведения всех опытов необходимо отключить питание секундомера, электродвигателя и стенда.

Контрольные вопросы

1. Что такое явление кавитации?
2. Почему недопустима длительная работа насосной установки в кавитационном режиме?
3. Уравнение сохранения энергии (уравнение Бернулли).
4. Что такое вакуумметрическая высота всасывания, как она определяется и от чего зависит?
5. Как определяется предельная допустимая высота всасывания?
6. Порядок проведения работы.

Лабораторная работа №8

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Краткое описание стенда

Стенд предназначен для экспериментальных исследований центробежных насосов. Он позволяет определять:

- рабочие и кавитационные характеристики центробежного насоса;
- характеристики двух насосов при их параллельном и последовательном соединении;
- наивыгоднейшие режимы работы насоса на сеть.

Схема гидравлическая принципиальная стенда приведена на рисунке 8.1.

- расход воды в сети;
- температуру рабочей жидкости.

Для измерения давлений используются микропроцессорные датчики: 1) на входе насоса Н2 – Дв (предназначен для измерения вакуумметрического давления); 2) на входе насоса Н1 – Див (предназначен для измерения избыточного и вакуумметрического давления); 3) на выходе обоих насосов – Ди (предназначен для измерения избыточного давления). Напряжение питания датчиков давления – 24 В (постоянный ток). Для контроля давления на выходе насосов, а также для тарирования датчика Ди установлен манометр МН. Необходимо отметить, что давление на входе насоса Н1 может быть как вакуумметрическим, так и избыточным. Избыточным это давление бывает в случае последовательного включения насосов, при котором вода с выхода насоса Н2 поступает на вход насоса Н1.

Расходомер осуществляет автоматическое измерение:

- среднего объемного расхода, $\text{м}^3/\text{ч}$;
- среднего массового расхода, $\text{т}/\text{ч}$;
- температуры жидкости, $^{\circ}\text{C}$;
- времени наработки с дискретностью 0,1 ч;
- календарного времени с индикацией часов, минут, секунд, числа месяца и года;
- суммарного объема жидкости, прошедшей за время наработки в прямом и реверсивном направлении, м^3 ;
- суммарной массы жидкости, прошедшей за время наработки в прямом и реверсивном направлении, т.

В нашем случае используется одна из измеряемых величин – средний объемный расход, $\text{м}^3/\text{ч}$. Такой параметр, как температура воды не используется.

Кроме перечисленных и показанных на схеме устройств, на стенде установлены 4 вентиля ($d_y = 15 \text{ мм}$), один из которых используется для слива воды из бака, а три остальных – установлены в линиях подключения микропроцессорных датчиков давления.

Перечень лабораторных работ, выполняемых на стенде

1 Определение рабочих и кавитационных характеристик центробежного насоса

Цель работы:

- 1) Изучение устройства, основных технических показателей и характеристик центробежного насоса;
- 2) Экспериментальное определение рабочих и кавитационных характеристик насоса.

Экспериментальная часть

Объектом исследований является насос Н1 (испытаниям при необходимости может быть подвергнут и насос Н2).

Предполагается, что стенд до выполнения данной работы уже введен в эксплуатацию и насосы ранее включались.

До включения стенда необходимо убедиться, что вентиль В1 и задвижки В4 и В5 полностью открыты, а задвижки В3 и В6 закрыты (для открытия задвижки маховик необходимо поворачивать против часовой стрелки).

Испытания проводятся в два этапа. На первом этапе проводится серия опытов по определению рабочих характеристик. Затем проводятся опыты по определению кавитационных характеристик насоса.

Определение рабочих характеристик:

- включить электрическое питание стенда;
- включить электродвигатель М1 (кнопка «Пуск»);
- включить питание датчиков;
- включить цифровые индикаторы давлений Ди и Див;
- при различных степенях закрытия задвижки В5 провести 7 опытов. В каждом опыте необходимо регистрировать:

1) мощность N_1 на входе электродвигателя М1 (по цифровому индикатору РW1);

2) давление на входе насоса $p_{в1}$ (по цифровому индикатору Див);

3) давление в напорной линии насоса p_n (по цифровому индикатору Ди);

4) расход воды в сети Q .

Результаты измерений занести в таблицу 8.1.

Таблица 8.1 – Результаты исследований по определению рабочих характеристик

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
N_1 – мощность на входе М1, Вт							
$p_{в1}$ – давление на входе насоса, кПа							
p_n – давление на выходе насоса, кПа							
Q – расход в сети, м ³ /ч							
Вычисляемые величины							
$N_{н1}$ – мощность насоса на входе, Вт							
Q – расход в сети, м ³ /с							
$v_{в1}$ – средняя скорость на всасывании Н1, м/с							
v_n – средняя скорость на выходе Н1, м/с							
$v_{в1}^2/(2g)$ – скоростной напор на входе Н1, м							
$v_n^2/(2g)$ – скоростной напор на выходе Н1, м							
$p_{в1}/(\rho g)$ – пьезометрический напор на входе Н1, м							
$p_n/(\rho g)$ – пьезометрический напор на выходе Н1, м							
H – напор насоса (полный), м							
N_n – полезная мощность насоса, Вт							
η_n – КПД насоса							

Определение кавитационных характеристик.

Перед определением кавитационных характеристик необходимо убедиться, что вентиль В1 и задвижка В4 полностью открыты.

Далее необходимо с помощью задвижки В5 установить по цифровому индикатору Ди (по манометру) давление в напорной линии $p_n \approx 160$ кПа (предполагается, что насос Н1 работает). В дальнейшем настройку задвижки В5 не изменять.

При различных степенях закрытия вентиля В1 провести 7 опытов. В каждом опыте необходимо регистрировать все те же величины, что и при определении рабочих характеристик: N_1 , $p_{в1}$, p_n и Q . Результаты измерений занести в таблицу 8.2.

Таблица 8.2 – Результаты исследований по определению кавитационных характеристик

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
N_1 – мощность на входе М1, Вт							
$p_{в1}$ – давление на входе насоса Н1, кПа							
p_n – давление на выходе насоса Н1, кПа							
Q – расход в сети, м ³ /ч							
Вычисляемые величины							
$N_{н1}$ – мощность насоса (на входе), Вт							
Q – расход в сети, м ³ /с							
$v_{в1}$ – средняя скорость на всасывании Н1, м/с							
v_n – средняя скорость на выходе Н1, м/с							
$v_{в1}^2/(2g)$ – скоростной напор на входе Н1, м							
$v_n^2/(2g)$ – скоростной напор на выходе Н1, м							
$p_{в1}/(\rho g)$ – пьезометрический напор на входе Н1, м							
$p_n/(\rho g)$ – пьезометрический напор на выходе Н1, м							
H – напор насоса (полный), м							
N_n – полезная мощность насоса, Вт							
η_n – КПД насоса							
H_v – вакуумметрическая высота всасывания, м							

После выполнения всех опытов необходимо:

- полностью открыть задвижку В5 и вентиль В1;
- выключить питание датчиков;
- выключить цифровые индикаторы давлений Ди и Див;
- выключить питание электродвигателя М1 (кнопка «Стоп»);
- выключить электрическое питание стенда (кнопка «Сеть»).

Обработка результатов испытаний

Мощность насоса (на входе)

$$N_{H1} = \eta_9 N_1,$$

где η_9 – КПД электродвигателя, $\eta_9 = 0,82$.

Величина средней скорости на всасывании V_{B1} и на выходе насоса V_H определяется из следующего выражения:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

где d – диаметр трубопровода.

При вычислении V_{B1} принимать $d = 5 \cdot 10^{-2}$ м (50 мм), при вычислении V_H принимать $d = 4 \cdot 10^{-2}$ м (40 мм).

Напор насоса (полный)

$$H = (z_H - z_B) + \left(\frac{p_H}{\rho g} + \frac{p_{B1}}{\rho g} \right) + \left(\frac{v_H^2}{2g} - \frac{v_{B1}^2}{2g} \right),$$

где z_H, z_B – геометрические напоры, м.

При выполнении вычислений считать, что центр всасывающего отверстия насоса расположен в плоскости сравнения. При этом $z_B = 0$, а $z_H = 0,47$ м.

Плотность воды ρ принять равной 1000 кг/м^3 .

Коэффициенты Кориолиса при скоростных напорах принять равными 1, так как практически во всех опытах режим течения турбулентный.

Следует учитывать, что пьезометрические напоры на выходе насоса $\frac{p_H}{\rho g}$ и на входе $\frac{p_{B1}}{\rho g}$ суммируются при определении полного напора. Это обусловлено тем, что p_{B1} – давление не абсолютное, а вакуумметрическое, а p_H – давление избыточное. Давление p_{B1} считать положительным и подставлять при вычислении напоров со знаком «+», несмотря на то, что на цифровые индикаторы вакуумметрическое давление выводится со знаком «-».

Полезная мощность насоса

$$N_{\Pi} = \rho g Q H.$$

КПД насоса

$$\eta_H = \frac{N_{\Pi}}{N_{H1}}.$$

Вакуумметрическая высота всасывания

$$H_v = \frac{p_{B1}}{\rho g},$$

где p_{B1} – вакуумметрическое давление на входе насоса, Па.

После выполнения всех вычислений и заполнения таблиц **необходимо построить:**

– рабочие характеристики насоса: $H = f(Q)$, $N_{H1} = f(Q)$, $\eta_H = f(Q)$;

– кавитационные характеристики насоса: $H = f(H_v)$, $Q = f(H_v)$, $N_{H1} = f(H_v)$, $\eta_H = f(H_v)$.

2 Исследование характеристик насосной установки при последовательном включении насосов

Цель работы:

- 1) Изучение методики построения характеристик насосной установки при последовательном включении насосов;
- 2) экспериментальное определение рабочих характеристик установки при последовательном включении (двух) насосов.

Экспериментальная часть

Объектом исследования является насосная установка с двумя последовательно включенными центробежными насосами Н1 и Н2 типа 1К8/18 (см. рисунок 8.1).

До включения стенда необходимо закрыть вентиль В1 и задвижку В6 (вентиль В1 закрыт, если оси рычага и трубопровода пересекаются под прямым углом. Задвижка В6 закрывается при вращении маховика по часовой стрелке).

Вентиль В2 и задвижки В3, В4 и В5 должны быть открыты.

При исследовании совместной работы насосов в данной работе определяются только рабочие характеристики установки.

Определение рабочих характеристик

- включить электрическое питание стенда;
- включить электродвигатели М2 и М1 (кнопки «Пуск»);
- включить питание датчиков;
- включить цифровые индикаторы давлений Ди, Див, Дв;
- при различных степенях закрытия задвижки В5 провести 7 опытов (первый опыт необходимо проводить при полностью открытой, а последний – при полностью закрытой задвижке).

Следует помнить, что при полностью закрытой задвижке В5 не допускается длительная (более 2...3 мин) работа насосов.

В каждом опыте необходимо регистрировать:

- 1) мощности N_1 и N_2 на входах электродвигателей М1 и М2 (по цифровым индикаторам РW1 и РW2);
- 2) давление в напорной линии насоса Н1 p_H (по цифровому индикатору Ди);
- 3) давление на входе насоса Н1 p_{B1} (по цифровому индикатору Див);

4) давление на выходе насоса Н1 $p_{в2}$ (по цифровому индикатору Дв);

5) расход воды в сети (по ИВБ расходомера РСМ–05.03С).

Результаты измерений занести в таблицу 8.3.

Таблица 8.3 – Результаты исследований совместной работы насосов при их последовательном включении

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
N_1 – мощность на входе М1, Вт							
N_2 – мощность на входе М2, Вт							
p_n – давление на выходе насоса Н1, кПа							
$p_{в1}$ – давление на входе насоса Н1, кПа							
$p_{в2}$ – давление на входе насоса Н2, кПа							
Q – расход в сети, м ³ /ч							
Вычисляемые величины							
$N_{н.с}$ – суммарная мощность насосов, Вт							
Q – расход в сети, м ³ /с							
$v_{в2}$ – средняя скорость на всасывании Н2, м/с							
v_n – средняя скорость на выходе Н1, м/с							
$v_{в2}^2/(2g)$ – скоростной напор на входе Н2, м							
$v_n^2/(2g)$ – скоростной напор на выходе Н1, м							
$p_{в2}/(\rho g)$ – пьезометрический напор на входе Н2, м							
$p_n/(\rho g)$ – пьезометрический напор на выходе Н1, м							
H_c – суммарный напор установки, м							
N_n – полезная мощность насосов, Вт							
η_y – КПД установки							

Обработка результатов испытаний

Суммарная мощность насосов

$$N_{\text{н.с.}} = \eta_{\text{э}} (N_1 + N_2),$$

где $\eta_{\text{э}}$ – КПД электродвигателя; считаем, что оба электродвигателя имеют одинаковый КПД, равный $\eta_{\text{э}} = 0,82$.

Величина средней скорости на всасывании насоса Н2 – $v_{\text{в2}}$ и на выходе насоса Н1 – $v_{\text{н}}$ определяется из следующего выражения:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

где d – диаметр сечения трубопровода.

При вычислении $v_{\text{в2}}$ принимать $d = 5 \cdot 10^{-2}$ м (50 мм), при вычислении $v_{\text{н}}$ принимать $d = 4 \cdot 10^{-2}$ м (40 мм).

При вычислении пьезометрических напоров давление подставлять в Па, плотность воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Суммарный полный напор установки

$$H_{\text{с}} = (z_{\text{н}} - z_{\text{в2}}) + \left(\frac{p_{\text{н}}}{\rho g} + \frac{p_{\text{в2}}}{\rho g} \right) + \left(\frac{v_{\text{н}}^2}{2g} - \frac{v_{\text{в2}}^2}{2g} \right),$$

где $z_{\text{н}}$, $z_{\text{в2}}$ – геометрические напоры, м.

При выполнении расчетов рекомендуется считать, что центр всасывающего отверстия насоса Н2 расположен в плоскости сравнения. При этом $z_{\text{в2}} = 0$, а $z_{\text{н}} = 0,47$ м.

Вакуумметрическое давление $p_{в2}$ при вычислении пьезометрического напора $\frac{p_{в2}}{\rho g}$ следует подставлять со знаком « + », несмотря на то, что на цифровой индикатор это давление выводится со знаком « - ».

Полезная мощность насосов (обоих)

$$N_{\Pi} = \rho g Q H_{\text{с}}.$$

КПД установки

$$\eta_y = \frac{N_{\Pi}}{N_{\text{н.с}}}.$$

После выполнения всех вычислений **необходимо построить** рабочие характеристики установки, состоящей из двух последовательно включенных насосов: $H_{\text{с}} = f(Q)$, $N_{\text{н.с}} = f(Q)$ и $\eta_y = f(Q)$.

3 Исследование характеристик насосной установки при параллельном включении насосов

Цель работы:

- 1) Изучение методики построения характеристик насосной установки при параллельном включении насосов;
- 2) экспериментальное определение рабочих характеристик установки при параллельном включении насосов.

Экспериментальная часть

Объектом исследования является насосная установка с двумя включенными параллельно центробежными насосами Н1 и Н2 типа 1К8/18 (см. рисунок 8.1).

До включения стенда необходимо закрыть задвижку В3. Вентили В1 и В2, а также задвижки В4, В5 и В6 должны быть открыты.

При исследовании совместной работы насосов в данной работе определяются только рабочие характеристики установки.

Определение рабочих характеристик

- включить электрическое питание стенда;
- включить электродвигатели М1 и М2 (кнопки «Пуск»);
- включить питание датчиков;
- включить цифровые индикаторы давлений Ди, Див, Дв;
- при различных степенях закрытия задвижки В5 провести 7 опытов (первый опыт необходимо проводить при полностью открытой, а последний – при полностью закрытой задвижке).

В каждом опыте необходимо регистрировать:

1) мощности N_1 и N_2 на входах электродвигателей М1 и М2 (по цифровым индикаторам РW1 и РW2);

2) давление в напорной линии насосов p_H (по цифровому индикатору Ди);

3) давление на входе насоса Н1 $p_{В1}$ (по цифровому индикатору Див);

4) давление на входе насоса Н2 $p_{В2}$ (по цифровому индикатору Дв);

5) расход воды в сети (по ИВБ расходомера РСМ–05.03С).

Результаты измерений занести в таблицу 8.4.

Таблица 8.4 – Результаты исследований совместной работы насосов при их последовательном включении

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
N_1 – мощность на входе М1, Вт							
N_2 – мощность на входе М2, Вт							
p_H – давление на выходе насосов, кПа							
$p_{В1}$ – давление на входе насоса Н1, кПа							
$p_{В2}$ – давление на входе насоса Н2, кПа							
Q – расход в сети, м ³ /ч							

Вычисляемые величины							
$N_{н.с}$ – суммарная мощность насосов, Вт							
Q – расход в сети, м ³ /с							
v_b – средняя скорость на всасывании, м/с							
v_n – средняя скорость в напорной линии, м/с							
$v_b^2/(2g)$ – скоростной напор на всасывании, м							
$v_n^2/(2g)$ – скоростной напор на выходе, м							
$p_n/(\rho g)$ – пьезометрический напор на выходе, м							
H_c – суммарный напор установки, м							
N_n – полезная мощность насосов, Вт							
η_y – КПД установки							

Обработка результатов испытаний

Суммарная мощность насосов

$$N_{н.с} = \eta_э (N_1 + N_2),$$

где $\eta_э$ – КПД электродвигателя; считаем, что оба электродвигателя имеют одинаковый КПД, равный $\eta_э = 0,82$.

Расход в сети Q измеряется в м³/ч, его нужно определить в м³/с.
Средняя скорость на всасывании

$$v_b = \frac{Q}{2S_{тр}},$$

где $S_{\text{тр}}$ – площадь сечения всасывающего трубопровода,

$$S_{\text{тр}} = \pi d^2 / 4,$$

$$d = 5 \cdot 10^{-2} \text{ м (50 мм).}$$

Средняя скорость в напорной линии

$$v_{\text{н}} = \frac{Q}{S_{\text{тр.н}}},$$

где $S_{\text{тр.н}}$ – площадь сечения напорного трубопровода,

$$S_{\text{тр.н}} = \pi d^2 / 4,$$

$$d = 4 \cdot 10^{-2} \text{ м (40 мм).}$$

Из пьезометрических напоров определяется только напор на выходе. Пьезометрические напоры на входе насосов при вычислении полного напора в данной работе не учитываем, так как $p_{\text{в1}}$ и $p_{\text{в2}}$ мало отличаются от нуля (на всасывании существует подпор).

Полный (суммарный) напор установки

$$H_{\text{с}} = (z_{\text{н}} - z_{\text{в}}) + \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} + \left(\frac{v_{\text{н}}^2}{2g} - \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} \right).$$

При выполнении расчетов считать, что плоскость сравнения расположена так, что центры всасывающих отверстий насосов находятся в этой плоскости. При этом $z_{\text{в}} = 0$, а $z_{\text{н}} = 0,47 \text{ м}$.

Полезная мощность насосов

$$N_{\text{п}} = \rho g H_{\text{с}} Q.$$

КПД установки

$$\eta_y = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н.с}}}.$$

После выполнения всех вычислений **необходимо построить** рабочие характеристики установки, состоящей из двух параллельно соединенных насосов: $H_{\text{с}} = f(Q)$, $N_{\text{н.с}} = f(Q)$ и $\eta_y = f(Q)$.

4 Согласование характеристик насоса и сети. Определение оптимального режима работы.

Цель работы:

- 1) Изучение методики определения режимов работы насосной установки;
- 2) Экспериментальное определение характеристик сети;
- 3) Определение на основе использования экспериментальных характеристик сети и насоса режима работы установки;
- 4) Оценка энергетической эффективности работы насосной установки.

Экспериментальная часть

Сеть в гидравлической системе стенда – это трубопровод (см. рисунок 8.1), начало которого в сечении, к которому подключены манометр МН и датчик давления Ди, а окончание – в баке. В этом трубопроводе установлены задвижка В5 и ППР расходомера. Важным элементом сети является задвижка В5, представляющая собой местное сопротивление. С помощью этой задвижки можно изменять сопротивление сети.

До включения стенда необходимо закрыть задвижки В3 и В6. Вентили В1 и В2, а также задвижки В4 и В5 должны быть открыты.

Характеристика сети – это зависимость потребного напора на входе сети от расхода, т. е. $H_{\text{потр}} = f(Q)$.

В ходе испытаний проводятся две серии опытов. В первой серии определяется характеристика сети $H_{\text{потр.1}} = f(Q)$, имеющей минимально возможное сопротивление (при полностью открытой задвижке В5).

Во второй серии определяется характеристика сети $H_{\text{потр.2}} = f(Q)$ при увеличенном сопротивлении (при закрытой задвижке В5).

Определение характеристик сети $H_{\text{потр.1}} = f(Q)$

- включить электрическое питание стенда;
- включить электродвигатель М1 (кнопка «Пуск»);
- включить питание датчиков;
- включить цифровой индикатор давления Ди;
- при различных степенях открытия задвижки В4 провести 6 опытов. Перед проведением первого опыта задвижку В4 закрыть и обеспечить расход (см. ИВК расходомера) примерно $3 \text{ м}^3/\text{ч}$. При переходе к последующим опытам задвижку В4 необходимо приоткрывать. При полностью открытой задвижке В4 (а это будет примерно 6-й опыт) необходимо снять показания, а затем приоткрыть на 1 оборот маховика задвижку В6 и включить электродвигатель М2.

При этом преследуется цель с помощью второго насоса Н2 увеличить расход в сети.

При одновременно работающих обоих насосах провести еще два опыта (при проведении этих опытов задвижка В4 полностью открыта, а увеличение расхода в сети достигается путем приоткрывания задвижки В6. В последнем (8-м) опыте необходимо обеспечить расход примерно $21 \text{ м}^3/\text{ч}$ (смотреть по расходомеру).

В каждом опыте необходимо регистрировать:

- 1) давление на входе сети $p_{\text{вх}}$ (по цифровому индикатору Ди);
 - 2) расход воды в сети (по ИВБ расходомера РСМ-05.03С).
- Результаты измерений занести в таблицу 8.5.

Таблица 8.5 – Результаты исследований по определению характеристики сети $H_{\text{потр.1}} = f(Q)$

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$p_{\text{вх}}$ – давление на входе сети, кПа							
Q – расход в сети, м ³ /ч							
Вычисляемые величины							
Q – расход в сети, м ³ /с							
v – средняя скорость в сети, м/с							
$v^2 / (2g)$ – скоростной напор на входе сети, м							
$p_{\text{вх}} / (\rho g)$ – пьезометрический напор на входе сети, м							
$H_{\text{потр.1}}$ – потребный напор на входе сети, м							

После этого необходимо отключить электродвигатель М2 и закрыть задвижку В6. Не отключая электродвигатель М1, нужно перейти к экспериментальному определению характеристик сети с увеличенным сопротивлением.

Определение характеристик сети $H_{\text{потр.2}} = f(Q)$

При работающем стенде необходимо прикрыть задвижку В5 на 6 оборотов маховика (для удобства подсчета количества оборотов на маховик управления задвижкой В5 можно закрепить какую-либо метку).

После этого в соответствии с описанной выше методикой необходимо определить характеристику сети с увеличенным сопротивлением (т.е. при прикрытой задвижке В5). Выполнить нужно, так же, как и в предыдущем случае, 8 опытов.

Результаты измерений необходимо занести в таблицу 8.6.

После выполнения опытов необходимо отключить питание цифровых индикаторов, датчиков, электродвигателей и стенда.

Таблица 8.6 – Результаты исследований по определению характеристики сети $H_{\text{потр.2}} = f(Q)$ (при увеличенном сопротивлении)

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$p_{\text{вх}}$ – давление на входе сети, кПа							
Q – расход в сети, м ³ /ч							
Вычисляемые величины							
Q – расход в сети, м ³ /с							
v – средняя скорость в сети, м/с							
$v^2 / (2g)$ – скоростной напор на входе сети, м							
$p_{\text{вх}} / (\rho g)$ – пьезометрический напор на входе сети, м							
$H_{\text{потр.2}}$ – потребный напор на входе сети, м							

Обработка результатов испытаний

Средняя скорость воды в сети

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

где d – диаметр сечения трубопровода, $d = 4 \cdot 10^{-2}$ м.
Потребный напор на входе сети

$$H_{\text{потр.1}} = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}.$$

$H_{\text{потр.2}}$ вычисляется по этой же формуле.

После выполнения всех вычислений и заполнения таблиц 8.5 и 8.6 необходимо построить на поле графиков рабочих характеристик насоса (которые получены ранее при выполнении лабораторной работы «Определение рабочих и кавитационных характеристик центробежного насоса») характеристики сети $H_{\text{потр.1}} = f(Q)$ и $H_{\text{потр.2}} = f(Q)$.

Точки пересечения характеристик сети с характеристикой насоса $H = f(Q)$ и определяют два рабочих режима. Первый из них характеризуется параметрами $H_1 - Q_1$ (при работе на сеть с характеристикой $H_{\text{потр.1}} = f(Q)$), а второй – параметрами $H_2 - Q_2$ (при работе на сеть с характеристикой $H_{\text{потр.2}} = f(Q)$). Далее при Q_1 и Q_2 по характеристике насоса $N = f(Q)$ необходимо определить $N_{\text{н.1}}$ и $N_{\text{н.2}}$.

Для оценки эффективности работы насосной установки необходимо определить удельную энергию, затрачиваемую на подачу единицы объема воды. Этот показатель можно вычислить из следующего выражения:

$$l_{\text{уд}} = \frac{N_{\text{н}}}{Q}, \quad \text{Дж/м}^3.$$

Поэтому определим: $l_{\text{уд.1}} = \frac{N_{\text{н.1}}}{Q_1}$ и $l_{\text{уд.2}} = \frac{N_{\text{н.2}}}{Q_2}$.

Сравнивая значения $l_{уд.1}$ и $l_{уд.2}$, необходимо сделать вывод об энергетической эффективности работы насоса на сети с характеристиками $H_{потр.1} = f(Q)$ и $H_{потр.2} = f(Q)$.

Лабораторная работа №9

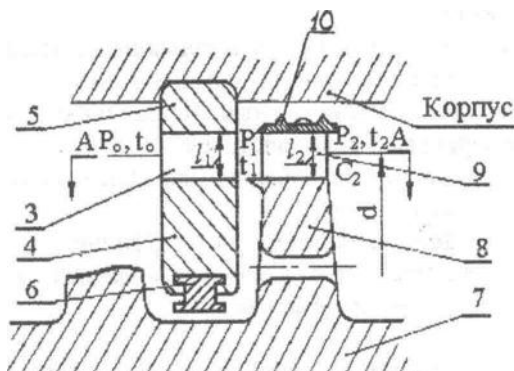
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ ПО ЕЕ КОНСТРУКТИВНЫМ РАЗМЕРАМ

Цель работы

Изучение устройства турбинных ступеней и их основных параметров.

Общие сведения

Турбинная ступень (рис.9.1) состоит из диафрагмы и рабочего колеса. Диафрагма выполняется из сопловых лопаток 3, образующих каналы сопловой решетки и закрепленных в нижнем 4 и верхнем 5 диафрагменных кольцах. Диафрагма верхним кольцом 5 крепится в корпус турбины, а в ее нижнее кольцо 4 монтируется диафрагменное уплотнение 6 для уменьшения бесполезной протечки рабочего тела помимо сопловых каналов через диафрагменный зазор (зазор между диафрагмой 1 и валом 7). Рабочее колесо состоит из диска 8, выполненного заодно с валом или насаженного на него посредством шпонок. К диску 8 крепятся рабочие лопатки 9, образующие каналы рабочей решетки. Поверх рабочих лопаток 9 крепится бандажная лента 10 с усиками для уплотнения радиального зазора (зазор между рабочим колесом и корпусом).



A-A

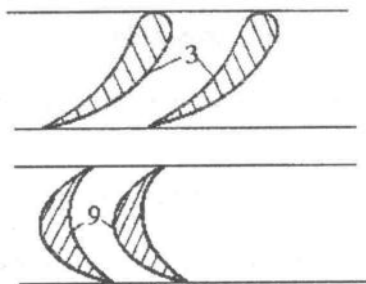


Рисунок 9.1 – Турбинная ступень.

На рис.9.1 показана ступень активного типа, широко применяемая в практике турбостроения, реактивная ступень отличается от нее тем, что сопловые лопатки крепятся в корпус, а рабочие в барабан ротора, а также отличной формой каналов рабочей решетки. Ступени подразделяются на активные и реактивные по особенностям преобразования в них внутренней и потенциальной энергии потока (перепада энтальпий h_0) в механическую. В активной ступени теплоперепад в идеальном случае срабатывается только в соплах ($h_{01}=h_0$, где h_{01} и h_0 – теплоперепад, срабатываемый в соплах и в

ступени), а в реактивной – и в соплах (h_{01}) и в рабочей решетке (h_{02}) (рис.7.2). Основным параметром для разделения ступеней на активные и реактивные является степень реактивности -

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_0} = \frac{h_{02}}{h_{01} + h_{02}}.$$

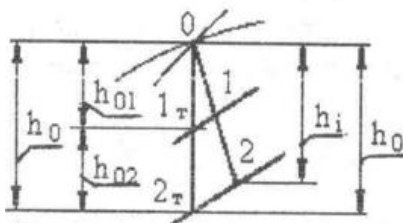


Рисунок 9.2 – Процесс расширения пара в турбинной ступени в h - S координатах.

На практике к активным относят ступени с $\rho \leq 0,3 \dots 0,4$, к реактивным с $\rho > 0,3 \dots 0,4$.

Величина теплового перепада на ступень – h_0 должна находиться в строгом соответствии с ее частотой вращения – n (c^{-1}) и средним диаметром d (м), определяющим значение окружной скорости на среднем диаметре – $U = \pi d n$ (м/с). Эта связь выражается посредством оптимального отношения скоростей $(U/C_0)_{opt}$, где $C_0 = \sqrt{2h_0}$ - фиктивная скорость. Оптимальное значение отношения скоростей $(U/C_0)_{opt}$ соответствует наибольшей величине относительного внутреннего к.п.д. турбинной ступени $\eta_{oi} = h_i/h_0$, где h_i , h_0 – фактически используемый (действительный) и располагаемый (теоретический) тепловой перепад в ступени ($h_i = h_0 - \Sigma h_{пот}$, где $\Sigma h_{пот}$ – суммарные потери энергии в ступени).

Электрическая мощность N_e , выдаваемая турбогенератором, определяется с помощью уравнения мощности

$$N_3 = D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r, \quad (9.1)$$

где D_0 (кг/с)-расход пара на турбину;

H_0 (кДж/кг)-располагаемый тепловой перепад турбины;

η_{oi} – к.п.д.относительный внутренний турбины ($\eta_{oi}=0,75 \dots 0,92$);

η_m – к.п.д. механический, учитывающий потери в подшипниках ($\eta_m=0,98 \dots 0,99$);

η_r – к.п.д. генератора ($\eta_r=0,98 \dots 0,99$), учитывает потери на «гистерезис» в стали генератора и омические потери в его обмотках (J^2R).

Геометрические размеры проточной части турбинных ступеней выполняются в соответствии с уравнением неразрывности, записанного, например, для сечения за соплами 2

$$D_0 \cdot V_{1t} = \pi \cdot d \cdot l_1 \cdot e \cdot k \cdot C_{1t} \cdot \sin \alpha_{1\text{эф}}, \quad (9.2)$$

где V_{1t} (м³/кг) – удельный объем рабочего тела ($P_1 T_1$) на выходе из сопловой решетки;

$\pi = 3,14$;

l_1 – высота сопловой решетки (рис.9.1);

e – степень парциальности ($0 < e \leq 1$), учитывающая долю окружности, по которой установлены сопла, обычно e равно 1, в регулирующих ступенях e равно 0,8...0,85. Это обусловлено наличием стенок между группами сопловых коробок, питаемых от своих клапанов;

$$C_{1t} = \sqrt{2h_{01}} = \sqrt{2h_0(1 - \rho)} \text{ - теоретическая}$$

скорость выхода потока $p_1 m_1$ из сопел;

$\alpha_{1\text{эф}}$ – эффективный угол выхода потока $p_1 m_1$ из сопел, в первом приближении может приниматься равным профильному углу сопловой решетки α_1 . Для сопловых решеток активных ступеней $\alpha_1^a = 9 \dots 15^\circ$, для реактивных $\alpha_1^p = 17 \dots 23^\circ$;

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_{01} + h_{02}} \text{ - степень реактивности ступени (рис.9.2).}$$

Объект исследований представляет одну или несколько турбинных ступеней из имеющихся в лаборатории ПГТ кафедры ТЭС БНТУ. Необходимо определить для нее (них) расход пара для заданной мощности N_3 и частоты вращения – n , а также начальные параметры $p_1, t_1 - p_0, t_0$ при заданном противодавлении P_2 для конкретных конструктивных размеров проточной части – d, l_1 . Недостающие параметры принять самостоятельно.

Выполнение работы

Путем замера определить d и l_1 . Используя выражение (9.1) определить расход водяного пара D_0 на исследуемую ступень заданной мощности N_3 , а с помощью выражения (9.2) определяется удельный объем пара за соплами V_{1t} . На h_s – диаграмме водяного пара строится процесс расширения в ступени и определяются начальные параметры – p_0, t_0 в соответствии с рис.9.2.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой турбинная ступень?
2. В чем состоит разница между ступенями активного и реактивного типов?
3. Что такое электрическая мощность и как она определяется?
4. Как определить к.п.д. турбинной ступени?
5. Порядок проведения работы.

Лабораторная работа №10

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИСТЕЧЕНИЯ ИЗ СОПЕЛ

Цель работы

Определение скорости, угла выхода потока и коэффициента скорости сопловой решетки.

Общие сведения

Ускорение потока в сопловой решетке происходит вследствие преобразования в ней внутренней и потенциальной энергии в специально спрофилированном канале. Форма канала определяется видом течения до-или сверхзвуковое. При дозвуковом – число Маха

$$M = \frac{a}{C_{кр}} < 1, \text{ при сверхзвуковом } M > 1. \text{ Форма канала может быть}$$

оценена с помощью уравнения неразрывности, записанного в виде

$$\frac{dc}{c} = \frac{df}{f} (M^2 - 1), \text{ из которого видно, что ускорение потока}$$

$$\frac{dc}{c} > 0 \text{ при } M < 1 \text{ возможно осуществить в суживающемся (конфу-}$$

зорном) канале ($\frac{dF}{F} < 0$), тогда как ускорить поток свыше скоро-

сти звука можно в канале типа сопла Лаваля.

Теоретическая скорость потока за сопловой решеткой может быть определена по величине перепада энтальпий h_{01} , сбрасываемого в ней

$$C_{1t} = \sqrt{2h_{01}} = \sqrt{\frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (10.1)$$

где k – показатель адиабаты (для воздуха $k=1,4$);

R – газовая постоянная (для воздуха $R=8314$ Дж/кг К);

T_0^* и P_0^* - температура и давление заторможенного потока на входе в сопловую решетку;

P_1 – статическое давление за соплами.

Действительная скорость потока за сопловой решеткой может быть рассчитана с помощью выражения

$$C_1 = \sqrt{2 \frac{P_1^* - P_1}{\rho_1}}, \quad (10.2)$$

где P_1^* , P_1 – давление заторможенного потока перед решеткой и статическое за решеткой;

ρ_1 – плотность потока за решеткой.

Коэффициент скорости представляет собой отношение действительной к теоретической скорости потока

$$\varphi = \frac{C_1}{C_{1t}}, \quad (10.3)$$

Объект исследований, техника и организация эксперимента.

В качестве объекта используется экспериментальная установка лаборатории ПГТ, включающая вентилятор типа ВВД-11, подводящий трубопровод с запорно-регулирующей арматурой и стендом плоской решетки. Плоская решетка состоит из модели широко применяемых в современных паровых турбинах сопловых лопаток. Относительная высота решетки $\ell = \ell/s \approx 2$, что позволяет исключить в среднем сечении влияние концевых явлений на характеристики потока. Во время эксперимента решетка продувается воздухом. Давление заторможенного потока за решеткой P_1^* замеряется трехканальным зондом, имеющим коэффициент восстановления $k=1$. Статическое давление за решеткой P_1 равно атмосферному. Угол выхода потока α_1 , как и P_1^* измеряются зондом в ряде точек по шагу t , а давление P_0^* трубкой полного напора перед решеткой. По результатам замеров строятся зависимости $\alpha_1 = f(t)$, $P_1^* = f(t)$, осредненные значения которых используются для дальнейших расчетов, в частности, с помощью выражения (10.1) рассчитывается теоретическая скорость, а (10.2) – действительная скорость, где плотность потока ρ рассчитывается с учетом измеренной температуры потока в подводящем канале по выражению (10.4),

$$\rho = \rho_0 \frac{T_0}{T + 273}, \quad (10.4)$$

Коэффициент скорости рассчитывается по (10.3). Результаты эксперимента анализируются.

Контрольные вопросы

1. Как определяется и оценивается форма канала?
2. В чем причина ускорения потока?
3. Как определяются теоретическая и действительная скорости потока?
4. Из чего состоит плоская решетка?

Лабораторная работа № 11

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПО ОБВОДУ ПРОФИЛЯ ТУРБИННОЙ ЛОПАТКИ

Цель работы

Изучение механизма возникновения окружного усилия в турбинной ступени.

Общие сведения

При обтекании профиля наблюдается такое формирование скоростей и давлений вдоль обвода профиля, при котором давление на выпуклой части становится меньше, а на вогнутой – больше, в соответствии с уравнением Бернулли скорости распределяются в обратном порядке, в результате на профиль действует разность давлений, направленная в сторону выпуклой части профиля.

Объект исследований и методика выполнения работ

В качестве объекта исследований выбрана плоская решетка профилей, собранная из точных моделей одной из рабочих лопаток ЦВД турбины К-300- 240 ЛМЗ представляющей типичный профиль рабочей решетки активного типа. В среднем сечении по обводу одной из лопаток выполнены дренажные отверстия, которые системой импульсных линий соединены с манометрическим щитом, благодаря чему имеется возможность замера давлений на поверхности лопатки в дренируемых точках и построения на основании таких за-

меров эпюры распределения давления по обводу профиля. Координаты точек профиля приводятся в таблице.

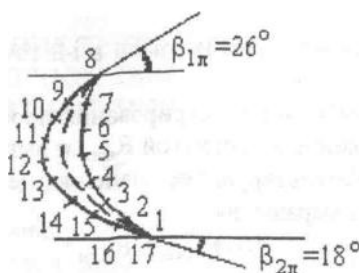


Рисунок 11.1 - Внешний вид профиля и схема разбивки точек замера давления по обводу профиля

Таблица - Координаты точек профиля

Точки:	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
X, мм	61,3	47,8	40,0	36,0	33,6	34,0	36,3	43,5	31,0	23,3
У, мм	0	6,5	14,5	21,0	29,0	37,5	45,3	56,0	51,4	47,0
	11	12	13	14	15	16	17			
X, мм	16,6	13,2	15,5	19,0	26,4	35,0	42,5			
У, мм	41,0	33,0	21,8	13,3	8,0	3,0	2,0			

Анализ эпюры давлений позволяет рассчитать окружное усилие, действующее на лопатку. Зная последнее, можно определить вращающийся момент на валу колеса и найти мощность, развиваемую колесом. Эпюра распределения давления по обводу профиля строится следующим образом: вычерчивается в масштабе 2:1 профиль с размеченными точками замера, из которых проводятся нормально к поверхности профиля лучи, по которым в масштабе, считая от поверхности профиля, откладываются значения давления P_i в данной конкретной точке в принятом масштабе. После чего полученные точки на нормалях соединяются плавной кривой, которая и представляет собой эпюру распределения по обводу профиля.

Для получения результирующего давления R , действующего на профиль, необходимо спроектировать эпюру давлений на направление вращения колеса – U . Для этого следует воспользоваться формулой

$$P_{ui} = P_i \cdot \cos \beta_i,$$

где β_i – угол между вектором нормали в i -ой точке и направлением оси U . Методом графического интегрирования проекций эпюры находится среднее давление на вогнутой $R_{\text{вогн}}$ и выпуклой $R_{\text{вып}}$ поверхностях профиля. Результирующее давление, действующее на профиль, находится из выражения:

$$R = R_{\text{вогн}} \pm R_{\text{вып}}$$

Окружное усилие P_u , действующее на одну лопатку, можно найти из выражения:

$$P_u = R \cdot \ell \cdot B,$$

где ℓ, B – высота и ширина решетки определяется замером по месту.

Момент на валу колеса может быть рассчитан как

$$M = P_u \cdot Z \cdot \frac{d}{2},$$

где Z, d – соответственно число лопаток в колесе и средний диаметр ступени (задаются преподавателем).

Мощность ступени находится как

$$N = M \cdot \omega = M \cdot \frac{\pi n}{30},$$

где ω – угловая скорость вращения колеса.

Полученные результаты анализируются.

Контрольные вопросы

1. Как распределяется давление вдоль обвода профиля?
2. Как находится среднее давление на вогнутой и выпуклой поверхностях профиля?
3. Формула мощности ступени?
4. Благодаря чему замеряется давление на поверхности лопатки?

Лабораторная работа № 12

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В КАНАЛЕ АКТИВНОЙ РЕШЕТКИ И ПРОФИЛЬНЫХ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ УГЛА АТАКИ

Цель работы

Изучить механизм возникновения профильных потерь энергии в решетках и влияние угла атаки на их формирование.

Общие сведения

Профильные потери энергии $\xi_{\text{пр}}$ представляют один из основных видов потерь в турбинных решетках и в общем случае состоят из потерь на трение в пограничном слое $\xi_{\text{тр}}$, краевых $\xi_{\text{кр}}$ и волновых $\xi_{\text{вол}}$ потерь.

$$\xi_{\text{пр}} = \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{кр}} + \xi_{\text{вол}} \quad (12.1)$$

Большую роль в формировании профильных потерь играет режим течения потока внутри канала решетки профилей. В частности, наиболее неблагоприятный режим с диффузорным течением. Так как потери по шагу t решетки формируются неравномерно, то судить об уровне экономичности ее можно на основании средних по шагу потерь энергии. Потери энергии в случае продувки решеток воздухом могут быть оценены по изменению полного давления потока до P_0^* и после P_1^* решетки. Причем значение P_1^* здесь должно рассматриваться как среднее по шагу $P_{1\text{ср}}^*$. Такой подход справедлив, так как изменением температуры потока в канале можно пренебречь, тогда коэффициент профильных потерь энергии может быть определен как

$$\xi_{\text{пр}} = \frac{P_0^* - P_{1\text{ср}}^*}{P_0^*} \quad (12.2)$$

Замер давления P_0^* осуществляется неподвижной трубкой полного напора, а P_1^* трехканальным зондом в нескольких точках по шагу (аналогично работе №10).

Объект и методика исследований.

В качестве объекта исследований выбрана решетка активных профилей, характеристики которой приведены в работе №11. По координатам профиля, приведенным в таблице работы №11, вычерчивается канал решетки на миллиметровой бумаге в масштабе 2:1 и анализируется для выявления диффузорных участков. Работа выполняется для нескольких значений угла атаки

$$i = \beta_{1л} - \beta_1$$

где $\beta_{1л}, \beta_1$ – соответственно лопаточный и действительный угол входа потока в решетку. Последний измеряется поворотом стола решетки. По результатам эксперимента для каждого из исследованных значений угла атаки строится зависимость $P_1^* = f(i)$. Затем эти графики усредняются для определения $P_{1ср}^*$, по которым рассчитывается $\xi_{ср}$ с помощью выражения (12.2). По рассчитанным значениям $\xi_{ср}$ строится зависимость вида $\xi_{ср} = f(i)$. Одновременно измеряется распределение давления по обводу профиля (аналогично работе №11), по результатам которого строится соответствующая эпюра давлений по развертке профиля, используемая для анализа режима течения в канале и объяснения изменения профильных потерь энергии в решетке при различных значениях угла атаки.

Соотношения между единицами измерения давления

Наименование единиц	Н/м ² , Па	бар	ат (техническая атмосфера)	атм (физическая атмосфера)	мм вод. ст.	мм рт. ст.
1 Н/м ² (1 Па)	1	$1 \cdot 10^{-5}$	$1,01972 \cdot 10^{-5}$	$9,86923 \cdot 10^{-6}$	0,101972	$750,062 \cdot 10^{-5}$
1 бар	10^5	1	1,01972	0,986923	10197,2	750,062
1 кгс/м ² (1 мм вод. ст.)	9,80665	$9,80665 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$9,67841 \cdot 10^{-5}$	1	$73,5559 \cdot 10^{-3}$
1 атм	$1,01325 \cdot 10^5$	1,01325	1,03323	1	$1,03323 \cdot 10^4$	760
1 ат (1 кгс/см ²)	$98,0665 \cdot 10^3$	0,980665	1	0,967841	10^4	735,559
1 мм рт. ст.	133,322	$68,9476 \cdot 10^{-3}$	$1,35951 \cdot 10^{-3}$	$1,31579 \cdot 10^{-3}$	13,5951	1

Литература

1. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры.-М.: Высшая школа, 1992.-267с.
2. Черкасский В.М., Романова Т.М., Кауль Р.А. Насосы, компрессоры, вентиляторы. -М.: Энергия, 1992.-239с.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. -М.: Высшая школа, 1980.-422с.
4. Лабораторный практикум по теплогазоснабжению и вентиляции. - Минск: Высшая школа, 1993.-35с.
5. Лабораторный практикум по гидравлике и гидравлическим машинам (насосам). –Минск: Высшая школа, 1987.-42с.
6. Лабораторный практикум по паровым и газовым турбинам.- Минск1985.-47с.

ПРИМЕРНЫЕ ТЕМЫ КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ

1. Расчет центробежного насоса.
2. Расчет центробежного вентилятора.
3. Расчет поршневого компрессора.
4. Расчет паровой турбины.
5. Расчет радиальной турбины.
6. Расчет конденсационной турбины.
7. Расчет центробежного компрессора.

Задача №1

Определить действительный напор вентилятора и мощность двигателя, если подача вентилятора Q , частота вращения n , внутренний диаметр рабочего колеса D_1 , наружный диаметр D_2 , средняя плотность воздуха $\rho=1,2 \text{ кг/м}^3$, абсолютная скорость воздуха на входе в рабочее колесо $C_1=30 \text{ м/с}$, абсолютная скорость воздуха на выходе из рабочего колеса $C_2=60 \text{ м/с}$, угол между абсолютной и окружной скоростями при входе воздуха на рабочую лопатку α_1 , угол между абсолютной и окружной скоростями при выходе воздуха с рабочей лопатки α_2 , гидравлический КПД вентилятора $\eta_r=0,8$, общий КПД вентилятора $\eta=0,65$. Поправочный коэффициент, учитывающий конечное число лопастей $\mu=0,8$.

Построить треугольники скоростей.

При решении задачи руководствоваться [1], гл. III.

Задача № 2

Рассчитать рабочее колесо насоса по упрощенной методике [1], гл. 4, если задана

подача Q , температура воды $t=273^\circ\text{C}$, давление на входе в колесо p_1 , давление на выходе из насоса p_2 . Недостающие данные выбрать, руководствуясь [1] и [4]. Дать эскиз разреза колеса. Значения параметров для расчета приведены в табл. 2 и выбираются по предпоследней цифре шифра студента.

Задача № 3

Определить допустимую геометрическую высоту расположения насоса, всасывающего воду из открытого резервуара, если известна подача Q , частота вращения

$n=1000 \text{ об/мин}$, внутренний и наружный диаметры колеса $D_1=300 \text{ мм}$ и $D_2=800 \text{ мм}$, диаметр всасывающей трубы $d_{\text{вс}}=400 \text{ мм}$, температура воды в колесе t . Сопротивление всасывающего трубопровода $0,3 \text{ м}$. Недостающие данные выбрать в [1; 2]. Схема установки с обозначениями дана в [1], рис. 4.9.

Задача №4

Определить основные размеры и мощность привода поршневого компрессора для воздуха, если известно, что подача при условиях всасывания Q_1 , начальное давление

$p_1=0,1 \text{ МПа}$, конечное давление p_k . Температуры в промежуточных охладителях (для многоступенчатых компрессоров) $t=30^\circ\text{C}$.

Задача 5

Вентилятором подается воздух в трубопровод диаметром 50 мм. Угол наклона измерительной трубки $\alpha=30^\circ$, $\rho_{\text{спирта}}=809 \text{ кг/м}^3$, $L_{\text{ст}}=20\text{мм}$, $L_{\text{п}}=50\text{мм}$. Определить скорость потока, объемную и массовую подачу.

Задача 6

Центробежный насос забирает воду с $T=40^\circ\text{C}$ из колодца и подает ее в количестве 5 т/ч в паровой котел с отметкой уровня воды 6 м, работающий при избыт. давлении 12 атм. Определить напор, создаваемый насосом, если $D_1=100\text{мм}$, $L_1=6\text{м}$, $D_2=175\text{мм}$, $L_2=20$. Коэф. сопротивления сетки на всасывающей трубе $=5$, и коэф-ты сопротивления каждого из трех вентилях на нагнетательной трубе $=4$. Коэф. трения принять $=0,029$.

Задача 7

Колесо центробежного насоса имеет 18 рабочих лопастей. $n=1800 \text{ об/мин}$. Определить наружный диаметр, если внутренний диаметр $=200\text{мм}$, вода входит в рабочее колесо под углом $\alpha_1=50^\circ$ со скоростью $C_1=2,42\text{м/с}$, $C_{2r}=8,15\text{м/с}$. Относительные скорости на входе и выходе одинаковы.

Задача 8

Рабочее колесо насоса имеет $D_1=180\text{мм}$, $D_2=280\text{мм}$ с частотой вращения $n=960\text{об/мин}$. Вода входит на рабочую лопатку под углом $\alpha_1=60^\circ$ со скоростью $C_1=2.5\text{м/с}$, а выходит под углом $\alpha_2=20^\circ$ со скоростью $C_2=16\text{м/с}$. Определить, как изменится теоретический напор при устройстве радиального входа на лопатку.

Вопросы	<i>Последняя цифра шифра студента</i>									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40

ЛИТЕРАТУРА

Основная

1. Черкасский В.М. Насосы, компрессоры, вентиляторы. - М.: Энергоатомиздат, 1984. – 424 с.
2. Паровые и газовые турбины. Учебник для втузов/ М.А. Трубилов, Г.В. Арсеньев, В.Ф. Фролов и др./ Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.
3. Нигматулин И.И., Ценев В.А., Шляхин П.И. Тепловые двигатели. Учеб. Пособие для втузов. – М.: Высшая школа, 1974. – 376 с.

Дополнительная

4. Шерстюк А.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Машиностроение, 1975. – 344 с.
5. Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.

Вопросы для самопроверки

1. Какова роль и масштабы применения тепловых двигателей и нагнетателей в энергетике? Перспективы, направления развития этих машин.
2. Как классифицируются нагнетатели и тепловые двигатели?
3. История развития тепловых двигателей и нагнетательных машин.
4. Рассмотрите основные положения теории течения сжимаемых и несжимаемых жидкостей.
5. Как происходит преобразование энергии в колесе центробежной машины?
6. Какие типы лопаток используются в центробежной машине и как они влияют на напор и КПД нагнетателя?
7. Как определить основные размеры центробежного нагнетателя?
8. Какие типы подводов и отводов используются в центробежных нагнетателях?
9. Как определить мощность и КПД насоса и вентилятора?
10. Почему возникают осевые силы в центробежных машинах и какие существуют способы их компенсации?
11. На каких уравнениях основывается теория осевых машин?
12. Осевая решетка, ее параметры, треугольники скоростей.
13. Проведите анализ характеристик центробежных и осевых нагнетателей.
14. В чем заключается методика подбора нагнетателей по характеристикам?

15. Как пересчитать характеристики насосов и вентиляторов по методу подобия?
16. Какие существуют методы регулирования подачи лопаточных машин? Особенности регулирования центробежных и осевых машин.
17. Объясните физическую сущность явления помпажа.
18. Рассмотрите особенности последовательной работы нагнетателей в сети.
19. Рассмотрите особенности параллельной работы нагнетателей в сети.
20. Объясните явление кавитации. Как рассчитать допустимую высоту всасывания?
21. Принцип работы и основные характеристики вихревого насоса.
22. Изобразите индикаторную диаграмму одноступенчатого компрессора и рассмотрите процессы сжатия и расширения.
23. Как построить индикаторную диаграмму многоступенчатого компрессора?
24. Что понимают под “мертвым пространством” в компрессоре и как оно влияет на работу компрессора?
25. Для чего осуществляется многоступенчатое сжатие в поршневых компрессорах и как оно осуществляется?
26. Для чего применяют промежуточное охлаждение в многоступенчатых компрессорах и как оно осуществляется?
27. Методы регулирования подачи поршневых компрессоров.
28. Какие существуют конструктивные типы поршневых компрессоров?
29. Как классифицируются роторные нагнетатели? Их область применения, преимущества и недостатки по сравнению с поршневыми нагнетателями.
30. Принцип действия поршневого насоса. Действительная индикаторная диаграмма, выравнивание неразрывности подачи и область применения.
31. Принцип действия и основные характеристики водокольцевого насоса.
32. Рассмотрите устройство и принцип действия центробежного компрессора.
33. Рассмотрите устройство и принцип действия осевого компрессора.
34. Рассмотрите принцип расчета центробежного компрессора по упрощенной методике.
35. Рассмотрите принцип расчета основных размеров осевого компрессора.
36. Принцип работы и основные характеристики струйного компрессора (насоса).
37. Рассмотрите работу турбокомпрессора на сеть. Меры борьбы с помпажем.
38. Опишите основное и вспомогательное оборудования поршневой компрессорной установки.
39. Рассмотрите насосную установку и опишите требования к ее монтажу и эксплуатации.
40. Как обозначаются насосы и в чем состоит методика их выбора?

