

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

В. Г. Якимченко

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
по одноименному курсу для студентов
специальности 1-43 01 03
«Электроснабжение (по отраслям)»
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2012

УДК 621.1.016(075.8)
ББК 31.3я73
Я45

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 7 от 27.03.2012 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Электроснабжение» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *О. Г. Широков*

Якимченко, В. Г.

Я45

Теплотехнические процессы и установки : лаборатор. практикум по одноим. курсу для студентов специальности 1-43 01 03 «Электроснабжение (по отраслям)» днев. и заоч. форм обучения / В. Г. Якимченко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2012. – 42 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://alis.gstu.by/StartEK/>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-080-5.

Включены лабораторные работы, затрагивающие вопросы изучения таких дисциплин, как техническая термодинамика, тепломассообмен, нагнетатели и тепловые двигатели, на примерах изучения свойств водяного пара, расчета коэффициентов теплопроводности, теплоотдачи и теплопередачи, характеристик и конструкции центробежного вентилятора, двигателя внутреннего сгорания и поршневого компрессора.

Для студентов специальности 1-43 01 03 «Электроснабжение (по отраслям)» дневной и заочной форм обучения.

**УДК 621.1.016(075.8)
ББК 31.3я73**

ISBN 978-985-535-080-5

© Якимченко В. Г., 2012
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2012

Лабораторная работа № 1

Определение зависимости температуры насыщенного пара от давления, определение удельной теплоты парообразования

Цель работы: изучение процессов парообразования и определение удельной теплоты парообразования воды.

1. Теоретическая часть

Во многих областях промышленного производства применяется пар различных веществ: воды, аммиака, углекислоты и др. Наибольшее распространение получил водяной пар, который является рабочим телом в паровых турбинах, паровых машинах, в атомных установках, теплоносителем в различных теплообменниках и т. п.

Парообразование – процесс превращения вещества из жидкого состояния в парообразное, протекающий при температуре насыщения (кипения).

Испарение – парообразование, происходящее всегда при любой температуре с поверхности жидкости.

Процесс кипения заключается в том, что если к жидкости подводить теплоту, то при некоторой температуре, зависящей от физических свойств жидкости и давления, наступает процесс парообразования, как на свободной поверхности жидкости, так и внутри ее.

Пар, соприкасающийся с жидкостью и находящийся с ней в термическом равновесии, называется насыщенным. С изменением температуры жидкости равновесие нарушается, вызывая соответствующее изменение плотности и давления насыщенного пара.

Насыщенный пар, в котором отсутствуют взвешенные мельчайшие частицы жидкой фазы, называется сухим насыщенным паром. Состояние сухого насыщенного пара определяется только одним параметром – давлением или удельным объемом, или температурой. Насыщенный пар, в котором содержатся взвешенные высокодисперсные частицы жидкой фазы, равномерно распределенные по всей массе пара, называется влажным насыщенным паром.

Отношение массы сухого насыщенного пара к суммарной массе влажного насыщенного пара (пар + жидкость) обозначается % и называется степенью сухости пара или паросодержанием.

Если сухому насыщенному пару сообщить некоторое количество теплоты при постоянном давлении, то температура его будет воз-

растать. Пар, получаемый в этом процессе, называется перегретым. Он по своим физическим свойствам приближается к газу и тем ближе, чем выше степень перегрева. Так как удельный объем перегретого пара больше удельного объема насыщенного пара, то плотность перегретого пара меньше плотности насыщенного пара. Поэтому перегретый пар является ненасыщенным паром.

Степень перегрева – разность между температурой перегретого пара и температурой насыщенного пара того же давления.

Состояние водяного пара описывается уравнением состояния реальных газов (уравнением Ван-дер-Ваальса) для 1 кг пара:

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT, \quad (1.1)$$

где b – поправка на объем молекул; a/v^2 – поправка, учитывающая влияние сил межмолекулярного взаимодействия.

Рассмотрим фазовую pv -диаграмму системы, состоящей из жидкости и пара, представляющей собой график зависимости удельных объемов воды и пара от давления (рис. 1.1).

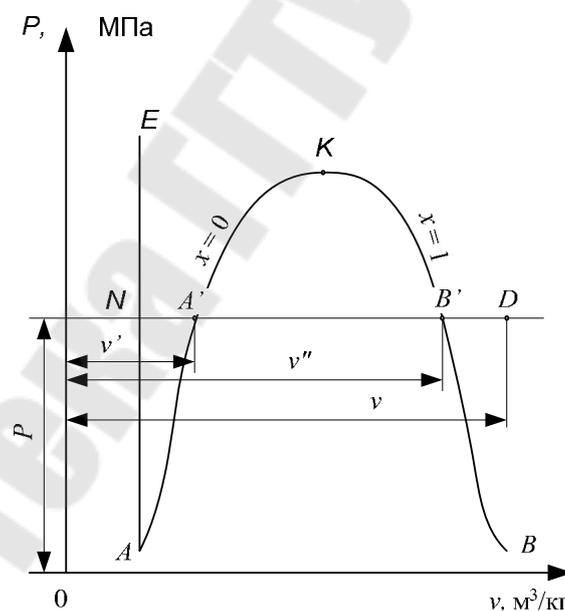


Рис. 1.1. График зависимости удельных объемов воды и пара от давления

Кривая AE выражает зависимость удельного объема воды от давления при температуре 0°C . Так как вода – вещество почти несжимаемое, то кривая AE почти параллельна оси ординат. Если при

постоянном давлении сообщить воде теплоту, то ее температура будет повышаться (линия NA') и удельный объем увеличивается. При некоторой температуре t_n вода закипает (точка A'). В случае дальнейшего подвода теплоты при постоянном давлении начинается процесс парообразования. В момент окончания парообразования в точке B' пар будет сухим и насыщенным. Процесс парообразования $A'B'$ является одновременно изобарным и изотермическим.

Кривая AK – нижняя пограничная кривая ($x = 0$) – это геометрическое место точек, отображающих состояние кипящей жидкости при различных давлениях.

Кривая KB – верхняя пограничная кривая ($x = 1$) – это геометрическое место точек, отображающих состояние сухого насыщенного пара при различных давлениях. Обе кривые делят диаграмму на три части. Влево от кривой AK располагается область жидкости. Между кривыми AK и KB располагается двухфазная система, состоящая из смеси воды и сухого пара. Вправо от KB и вверх от точки K располагается область перегретого пара. K – критическая точка. Количество теплоты, затраченное на парообразование 1 кг воды при температуре кипения до сухого насыщенного пара называется удельной теплотой парообразования. Удельная теплота парообразования расходуется на изменение внутренней потенциальной энергии ($u'' - u'$) и на внешнюю работу расширения $p(v'' - v')$.

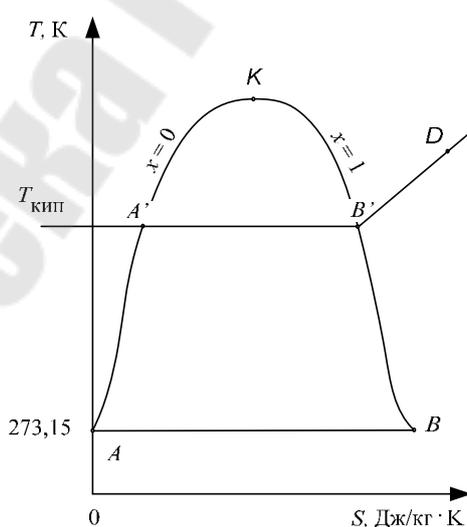


Рис. 1.2. Кривая $AA'B'D$: AA' – нагрев жидкости до температуры кипения; $A'B'$ – парообразование при температуре кипения; $B'D$ – перегрев пара

Теплота парообразования, Дж/кг:

$$r = (u'' - u') + p(v'' - v') = \rho + \psi, \quad (1.2)$$

где ρ – внутренняя; ψ – внешняя теплота парообразования.

В TS -диаграмме произвольный процесс нагрева жидкости, парообразования и перегрева пара при постоянном давлении изображается кривой $AA'B'D$ (рис. 1.2).

2. Схема и описание лабораторной установки

Для установления зависимости между давлением и температурой используют установку, представленную на рис. 1.3.

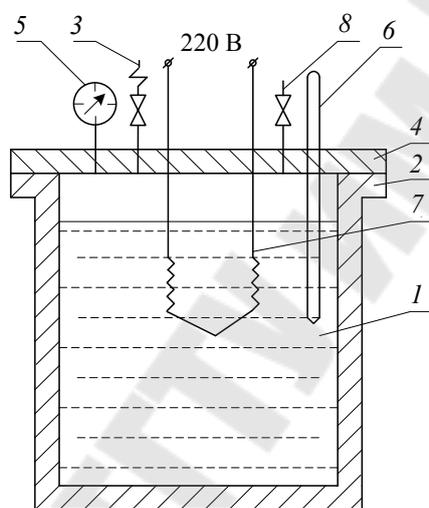


Рис. 1.3. Схема лабораторной установки: 1 – жидкость; 2 – котел; 3 – предохранительный клапан; 4 – крышка котла; 5 – манометр; 6 – термометр; 7 – электронагреватель

Исследуемая жидкость 1 (вода) находится в котле 2, представляющем собой толстостенный металлический сосуд цилиндрической формы. На крышке 4 котла установлен манометр 5 и термометр 6, которые позволяют следить за давлением и температурой в котле. Внутри котла расположен электронагреватель 7 для нагрева воды. Предохранительный клапан 3 рассчитан на давление $p = 0,25$ МПа. Для заполнения котла водой используется отверстие, закрываемое пробкой 8.

3. Порядок проведения работы

1. Приступая к выполнению работы, необходимо ознакомиться с описанием работы.

2. Включить установку в сеть, предварительно открыв пробку δ котла.

3. При достижении водой температуры кипения, т. е. при $t = t_n$, когда начинается обильное выделение пара, пробку котла закрыть.

4. Следить за изменением давления и температуры по приборам. Снять все показания приборов (манометра и термометра) и занести в табл. 1.1. Интервал между замерами – 1 деление по манометру.

5. Опыт проводить до давления по манометру не более 0,1 МПа.

6. По окончании опыта установку выключить из сети и провести опыт в обратном направлении.

4. Обработка результатов измерений

Таблица 1.1

Результаты замеров и расчетов

$P_{\text{изб}}, \text{кг/см}^2$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0
$P_{\text{абс}}, \text{Н/м}^2$											
$T, \text{К}$											
$1/T, \text{К}^{-1}$											

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{атм}} + P_{\text{изб}}, \text{ Н/м}^2. \quad (1.3)$$

Для двухфазной системы зависимость между P и T выражается уравнением Клапейрона-Клаузиуса:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{r}{T \cdot \Delta v}, \quad (1.4)$$

где $\Delta v = v'' - v'$ – разность удельных объемов фаз.

Если вторая фаза является идеальным газом, то уравнение (1.4) можно переписать в виде:

$$d(\ln P) = \frac{r}{R} \cdot d\left(\frac{1}{T}\right). \quad (1.5)$$

Отсюда

$$r = \frac{d(\ln P)}{d\left(\frac{1}{T}\right)} R. \quad (1.6)$$

Для определения величины $d(\ln P)/d(1/T)$ необходимо построить график $\ln P = f(1/T)$, по которому находят тангенс угла наклона этой зависимости, т. е. $\operatorname{tg}\varphi \approx \frac{\Delta(\ln P)}{\Delta(1/T)}$. Затем по формуле $r = \operatorname{tg}\varphi \cdot R$ определяют удельную теплоту парообразования. Для воды $R = 461,9$ Дж/кг · К.

5. Контрольные вопросы

1. Какой пар называется сухим насыщенным и влажным насыщенным?
2. Что такое перегретый пар и степень перегрева?
3. Что такое сухость пара и степень сухости пара?
4. Что такое испарение, парообразование и кипение?
5. Изобразить в pV - и TS -диаграммах процесс парообразования.
6. Что такое нижняя и верхняя пограничная кривая?
7. Что называется теплотой парообразования?
8. Уравнение состояния реального газа.
9. Как изменяются температуры при изобарическом подводе теплоты?

Лабораторная работа № 2

Определение коэффициента теплопроводности сыпучих материалов методом цилиндров

Цель работы: экспериментальное определение коэффициента теплопроводности методом цилиндров, определение зависимости коэффициента теплопроводности от температуры.

1. Теоретическая часть

Теплопроводность представляет собой процесс распространения энергии между частицами тела (между телами), находящимися друг с другом в прикосновении и имеющими различные температуры. При этом молекулы более нагретой части тела, обладающие большей энергией, сообщают долю ее соседним частицам, энергия которых меньше. В газах перенос энергии происходит путем диффузии молекул и атомов, в жидкостях и твердых диэлектриках – путем упругих волн. В металлах перенос энергии осуществляется колеблющимися ионами решетки и диффузией свободных электронов.

В общем случае процесс передачи теплоты теплопроводностью в твердом теле сопровождается изменением температуры, как в пространстве, так и во времени:

$$t = f(x, y, z, \tau), \quad (2.1)$$

где x, y, z – координаты точки; τ – время.

Эта функция определяет температурное поле в рассматриваемом теле.

В математической физике температурным полем называется совокупность значений температуры в данный момент времени для всех точек изучаемого пространства, в котором протекает процесс.

Если температура тела есть функция координат и времени, то температурное поле называют нестационарным:

$$t = f(x, y, z); \quad \frac{\partial t}{\partial \tau} \neq 0. \quad (2.2)$$

Такое поле отвечает неустановившемуся тепловому режиму теплопроводности.

Если температура тела есть функция только координат и не изменяется с течением времени, то температурное поле тела называется стационарным:

$$t = f(x, y, z, \tau); \quad \frac{\partial t}{\partial \tau} = 0. \quad (2.3)$$

Если соединить точки тела с одинаковой температурой, то получим поверхность равных температур, называемую изотермической. Изотермические поверхности между собой не пересекаются. Они либо замыкаются на себе, либо кончатся на границе тела. Наибольшая разность температур на единицу длины будет в направлении нормали к изотермической поверхности.

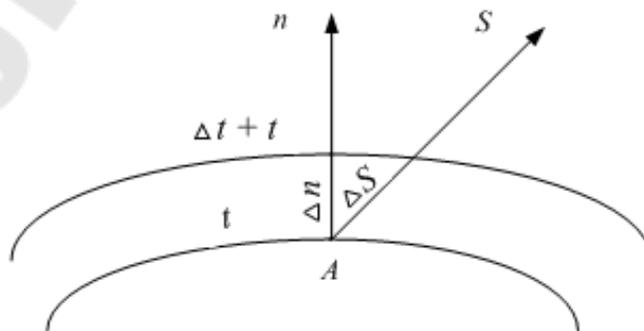


Рис. 2.1. Графическое изображение вектора градиента температуры

Предел отношения изменения температуры Δt к расстоянию между изотермами Δn , когда $\Delta n \rightarrow 0$, называют градиентом температуры (рис. 2.1):

$$\text{grad } t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left| \frac{\Delta t}{\Delta n} \right| = \frac{dt}{dn}. \quad (2.4)$$

Градиент температуры – вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры (положительное направление).

Связь между количеством теплоты dQ , Дж, проходящим через элементарную площадку dF , расположенную на изотермической поверхности, за промежуток времени $d\tau$, и градиентом температуры устанавливается гипотезой Фурье, согласно которой

$$dQ = -\lambda \cdot dF \cdot d\tau \cdot \text{grad } t = -\lambda \cdot dF \cdot d\tau \frac{dt}{dn}. \quad (2.5)$$

Минус в правой части показывает, что в направлении теплового потока температура убывает и $\text{grad } t$ является величиной отрицательной.

Множитель пропорциональности λ называется коэффициентом теплопроводности.

Единица измерения коэффициента теплопроводности – $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$.

Числовое значение коэффициента теплопроводности определяет количество теплоты, проходящее через единицу изотермической поверхности в единицу времени, при условии, что градиент температуры равен единице. Он является физическим параметром вещества, характеризующим способность тела проводить теплоту.

Теплопроводность зависит от температуры и давления и для большинства веществ определяется опытным путем. Лучшими проводниками теплоты являются металлы ($\lambda = 3\text{--}458 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$). Теплопроводность теплоизоляционных и строительных материалов изменяется в пределах от 0,02 до 3,0 $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$ и зависит, кроме того, от пористости, влажности и объемной плотности.

Материалы, имеющие особенно низкий коэффициент теплопроводности, используются в качестве тепловой изоляции.

Уравнение (2.5) носит название основного уравнения теплопроводности или закона Фурье.

Тепловой поток, проходящий через единицу площади, называют плотностью теплового потока q , Вт/м²:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dn}. \quad (2.6)$$

Тепловой поток, передаваемый через цилиндрическую стенку, направлен по радиусу от центра к периферии и равен:

$$Q = -\lambda \cdot 2\pi \cdot r \cdot l \frac{dt}{dr}, \text{ Вт.} \quad (2.7)$$

Изменение температуры будет:

$$\int_{t_H}^{t_{BH}} dt = \frac{Q}{2\pi \cdot \lambda \cdot l} \int_{r_{BH}}^{r_H} \frac{dr}{r};$$

$$t_{BH} - t_H = \frac{Q}{2\pi \cdot \lambda \cdot l} \ln \frac{r_H}{r_{BH}}, \quad (2.8)$$

где r_H – радиус поверхности, м; r_{BH} – радиус внутренней поверхности, м; l – длина цилиндра, м.

Дифференциальное уравнение теплопроводности для трехмерного нестационарного температурного поля имеет следующий вид:

$$\frac{dt}{d\tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (2.9)$$

где $a = \lambda/(c\rho)$ – коэффициент температуропроводности, м²/с, характеризует скорость изменения температуры в единице объема тела, вызванное поступлением в него некоторого количества тепла, протекающего за единицу времени через 1 м² поперечного сечения, при градиенте температуры, равном единице.

2. Схема и описание лабораторной установки

Цилиндры 1 и 2 изготовлены из металла. Внутри цилиндра 1 размещен электронагреватель 3, потребляемая мощность которого определяется с помощью вольтметра 4 и амперметра 5. Изменение подводимой мощности производится регулятором напряжения 6. Для уменьшения тепловых потерь торцы цилиндров закрыты теплоизоляционными заглушками 11. Температура внутренней и наружной поверхно-

сти измеряется термопарами 7. При плотной засыпке исследуемого сыпучего материала (песок) можно считать, что температура слоя, непосредственно прилегающего к поверхности металлической стенки, равна температуре этой стенки. Термо-ЭДС термопар изменяется потенциометром 9, к которому термопары подключаются поочередно через переключатель 10.

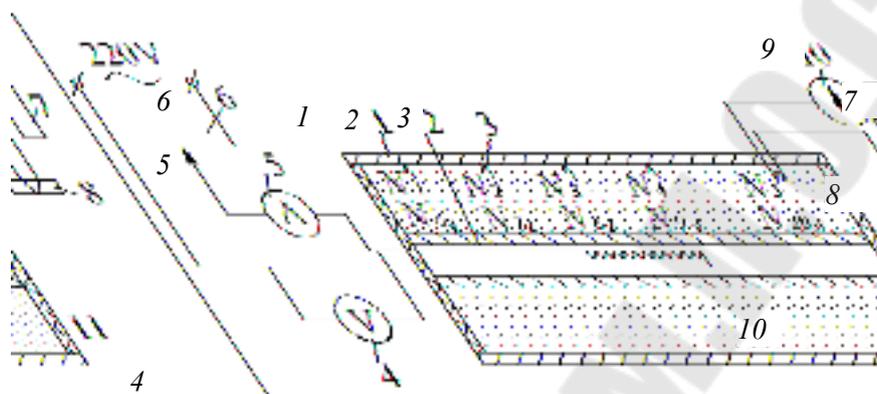


Рис. 2.2. Схема установки: 1, 2 – цилиндры; 3 – электронагреватель; 4 – вольтметр; 5 – амперметр; 6 – регулятор напряжения; 7 – термопары; 8 – холодный спай; 9 – переключатель; 10 – крышка

3. Порядок проведения работы и обработки результатов

1. Включить электронагреватель и прогреть установку в течение 15 мин.
2. Снять все показания приборов (амперметра, вольтметра, потенциометра) и занести в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Экспериментальные и расчетные данные

№ п/п	Показания термопар, мВ										Средняя температура, °С		Показания приборов		λ , Вт/м · град
	V_1	V_2	V_3	V_4	V_5	V_6	V_7	V_8	V_9	V_{10}	$t_{вн}$	t_n	I, A	U, B	
1															
2															
...															

3. Через 5–10 мин повторять замеры температуры до получения установившегося (стационарного) режима. Показания потенциометра заносятся в таблицу.

4. После получения стационарного режима изменить силу тока, питающего электронагреватель и произвести измерения, аналогичные пп. 2 и 3.

При определении температур следует пользоваться градуировочным графиком, так как потенциометр дает показание температур в мВ.

5. Коэффициент теплопроводности исследуемого материала определяется по формуле

$$\lambda = \frac{Q \cdot \ln \frac{r_{\text{н}}}{r_{\text{вн}}}}{2\pi \cdot l(t_{\text{вн}} - t_{\text{н}})}, \quad (2.10)$$

где Q – тепловой поток, проходящий от внутренней к внешней поверхности слоя, Вт; $t_{\text{н}}$ – температуры внутренней и наружной поверхности слоя, °С.

6. Тепловой поток Q определяется:

$$Q = I \cdot U, \text{ Вт.} \quad (2.11)$$

Построить график зависимости коэффициента теплопроводности от температуры исследуемого материала $\lambda = f(\bar{t})$, где $\bar{t} = (t_{\text{вн}} + t_{\text{н}})/2$ – средняя температура исследуемого материала.

4. Контрольные вопросы

1. Что называется теплопроводностью, коэффициентом теплопроводности, градиентом температуры?
2. Определение коэффициента теплопроводности.
3. Определение теплового потока.
4. От каких факторов зависит коэффициент теплопроводности?
5. Основное уравнение теплопроводности.
6. Что такое изотермическая поверхность?
7. Что называется температурным полем? Его математическая запись.
8. Дать определение стационарного и нестационарного температурного поля.
9. Физический смысл коэффициента температуропроводности.

Лабораторная работа № 3

Теплоотдача горизонтальной ребренной трубы при свободной конвекции

Цель работы: экспериментальное изучение свободной конвекции горизонтальной ребренной трубы, определение приведенного коэффициента теплообмена и коэффициента эффективности ребер.

1. Теоретическая часть

Теплота может передаваться тремя способами:

- 1) теплопроводностью (кондукцией);
- 2) конвекцией;
- 3) излучением (радиацией).

Конвекция – это перенос теплоты при перемещении и перемешивании всей массы неравномерно нагретых жидкости или газа. При этом перенос теплоты зависит от скорости движения жидкости или газа. Этот вид передачи теплоты сопровождается всегда теплопроводностью, так как происходит обмен энергией между частицами. Одновременный перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью называется конвективным теплообменом.

Конвективный теплообмен между потоком теплоносителя и поверхностью называют конвективной теплоотдачей или теплоотдачей соприкосновением.

В зависимости от причины, вызывающей движение, конвекция может быть свободной (естественной) или вынужденной, происходящей за счет действия внешних сил. Естественное движение жидкости или газа вызывается разностью удельных весов неравномерно нагретой среды, принудительное движение осуществляется нагнетателями (насосами, вентиляторами, компрессорами и др.).

Излучением называется процесс передачи теплоты внутренней энергии тела в виде электромагнитных волн. Этот процесс происходит в три стадии: превращение части внутренней энергии одного из тел в энергию электромагнитных волн, распространение электромагнитных волн в пространстве, поглощение энергии излучения другим телом.

Совместный теплообмен излучением и теплопроводностью называют радиационно-кондуктивным теплообменом.

Совокупность всех трех видов теплообмена называется сложным теплообменом.

Конвективный теплообмен между потоком теплоносителя и поверхностью описывается формулой Ньютона-Рихмана:

$$Q_k = \alpha(t_{\text{п}} - t_{\text{ср}})F, \text{ Вт},$$

где Q_k – поток тепла, Вт; α – коэффициент теплоотдачи, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$; $t_{\text{п}}$ – температура поверхности, °С; $t_{\text{ср}}$ – температура окружающей среды, °С; F – площадь теплоотдающей поверхности, м².

Коэффициент теплоотдачи – количество теплоты, отдаваемое с 1 м² поверхности за единицу времени при единичном температурном напоре. Он зависит от вида теплоносителя и его температуры, вида конвекции и режима течения, состояния поверхности и направления ее обтекания, геометрии тела.

Критериальное уравнение для свободной конвекции имеет вид:

$$\text{Nu} = C(\text{Gr} \cdot \text{Pr})^n;$$

для вынужденной конвекции:

$$\text{Nu} = A \text{Re}^m \text{Pr}^k;$$

где C, A, n, k, m – коэффициенты и показатели степени, определяемые экспериментально.

$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$ – критерий Нуссельта (критерий теплоотдачи) – характеризует отношение между интенсивностью теплоотдачи и температурным полем в пограничном слое потока, где d – эквивалентный диаметр канала; λ – коэффициент теплопроводности жидкости (газа), $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$.

$\text{Gr} = \frac{g\beta\Delta t l^3}{\nu^2}$ – критерий Грасгофа – характеризует подъемную силу, возникающую в жидкости вследствие разности плотностей, а также кинематическое подобие при свободном движении жидкости, где l – характерный размер тела (диаметр в случае горизонтальной трубы, длина в случае вертикальной трубы), м; β – коэффициент объемного расширения, $\frac{1}{\text{град}}$; Δt – разности температур в двух точках

системы потока и стенки, град, $\Delta t = (t_{\text{п}} - t_{\text{ср}})$; ν – коэффициент кинематической вязкости, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.

$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}$ – критерий Прандтля (критерий физических свойств жидкости) – характеризует физические свойства жидкости и способность распространения тепла в жидкости, где a – коэффициент температуропроводности, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.

$\text{Re} = \frac{\varpi \cdot d}{\nu}$ – критерий Рейнольдса (критерий режима движения) – характеризует соотношение сил инерции и определяет гидродинамический режим движения, где ϖ – скорость движения среды, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$.

2. Схема и описание установки

Установка предназначена для экспериментального определения коэффициента теплоотдачи горизонтальной оребренной трубы к окружающему воздуху при нагреве поверхности трубы от 30 до 130 °С. Установка должна быть размещена в помещении с достаточно устойчивой температурой окружающего воздуха.

Установка обеспечивает экспериментальное определение в диапазоне температурных напоров (30...120) °С с полной погрешностью не более 0,6 Вт/м · К (доверительная вероятность $p = 0,68$), или 7 %. При этом в указанном диапазоне изменения температуры среднеквадратическое отклонение опытных данных от расчетных по критериальной зависимости составляет не более 30 %.

Максимально допустимая температура поверхности опытной трубы не более 130 °С (150 Вт нагрузки на ТЭН).

В качестве рабочего участка используется оребренная стальная труба с коаксиально расположенным внутри трубчатым электронагревателем 10 ТЭН (рис. 3.1).

Параметры оребренной трубы следующие: длина $l = 562$ мм; диаметр трубы $d = 25$ мм; ребра круглой формы; наружный диаметр ребра $D_p = 40$ мм; шаг между ребрами $t_p = 3,65$ мм; толщина ребра $\delta_p = 1,0$ мм; количество ребер на трубе $n_p = 103$ шт.

Потребляемая мощность ТЭН регулируется лабораторным автотрансформатором (ЛАТР) 3 и измеряется ваттметром Д5067 класса 0,5 5.

Температура наружной стенки трубы и ребер измеряется с помощью восьми хромель-алюмелевых термопар стандартной градуировки с чувствительностью 41 мкВ/К и предельной допустимой погрешностью не более 0,16 мВ по ГОСТ 3044–74. Термопары 0,5 мм изолированы кремнеземной нитью. Горячие спаи термопар зачеканены в тело трубы и ребер в соответствии с требованиями теплофизических измерений.

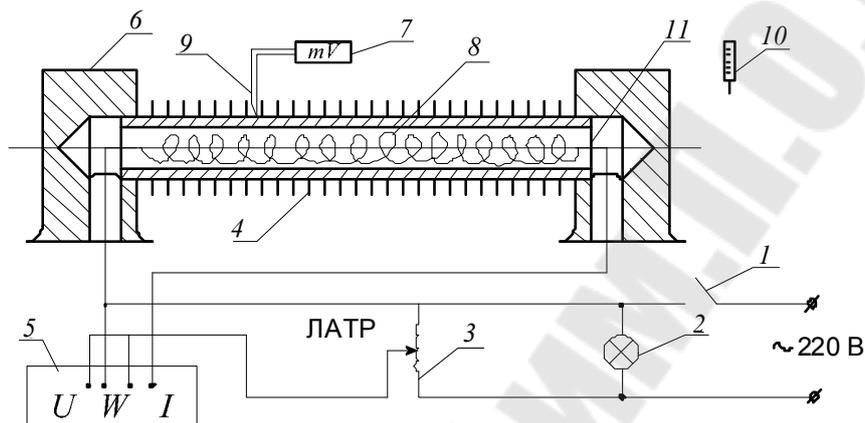


Рис. 3.1. Схема установки: 1 – выключатель; 2 – сигнальная лампа; 3 – ЛАТР; 4 – оребренная труба; 5 – ваттметр; 6 – стойка; 7 – многоканальный цифровой измеритель температуры; 8 – спираль электронагревателя; 9 – горячие спаи термопар (Т1–Т9); 10 – термометр; 11 – ТЭН

Термо-ЭДС измеряется милливольтметром А565 класса 0,1 с цифровой индикацией температуры и с внутренней компенсацией термо ЭДС свободных концов термопар.

Температура окружающей среды измеряется отдельно установленной термопарой, показания которой выведены на прибор Д565 и контролируется жидкостным термометром 10.

3. Порядок проведения работы

3.1. Включить тумблер питания установки 1. При этом зажигается сигнальная лампочка 2 и табло цифровой индикации милливольтметра 7.

3.2. С помощью ЛАТР 3 и ваттметра 5 выставляется начальное значение мощности ТЭН 11. В течение некоторого интервала времени осуществляется выход установки на тепловой режим. Наступление установившегося теплового режима определяется по неизменным показаниям всех термопар 7.

3.3. С интервалом 2–3 мин проводится серия измерений мощности ТЭН, температур стенки и ребер, а также температуры окружающего воздуха.

3.4. Установка переводится на новый тепловой режим увеличением или уменьшением электрической нагрузки на ТЭН. Регистрируется наступление установившегося режима и измерения повторяются.

3.5. Выключение установки производится в обратном порядке. Во время опытов следует избегать резких движений около трубы.

3.6. Результаты опытов заносят в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Экспериментальные данные по теплоотдаче оребренной трубы

Номер опыта	Время выхода на режим τ , мин	Мощность электронагревателя W , Вт	Показания термопар, °С								Температура воздуха t_{cp} , °С
			Ребра				Гладкая стенка				
			t_1	t_3	t_5	t_7	t_2	t_4	t_6	t_8	
1											
2											
3											
4											

4. Обработка результатов измерений

4.1. Тепловой поток, передаваемый горизонтальной ребристой трубой:

$$Q_p = W, \quad (3.1)$$

где W – мощность нагревателя, Вт.

4.2. Средняя температура стенки, °С:

$$t_c = (\sum_{i=1}^4 t_{c_i}) / 4, \quad (3.2)$$

где t_{c_i} – значение температуры каждой из 4-х термопар, установленных на гладкой стенке, не занятой ребрами.

4.3. Средняя температура ребер, °С:

$$t_p = (\sum_{i=1}^4 t_{p_i}) / 4, \quad (3.3)$$

где t_{p_i} – средняя температура каждой из 4-х термопар, установленных на ребрах.

4.4. Средняя температура окружающего воздуха, °С:

$$t_{\text{ср}} = \left(\sum_1^n t_{\text{ср}i} \right) / n, \quad (3.4)$$

где $t_{\text{ср}i}$ – показания термопары № 9 (жидкостного термометра).

4.5. Экспериментальное значение эффективности ребер:

$$E_{\text{эксп}} = \frac{t_p - t_{\text{ср}}}{t_c - t_{\text{ср}}}. \quad (3.5)$$

4.6. Коэффициенты теплоотдачи ребристой стенки:

– приведенный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{Q_p}{F_{\text{п}}(t_c - t_{\text{ср}})}; \quad (3.6)$$

– коэффициент теплоотдачи, отнесенный к поверхности гладкой стенки:

$$\alpha_{\text{гл}} = \frac{Q_p}{F_{\text{гл}}(t_c - t_{\text{ср}})}; \quad (3.7)$$

– коэффициент теплоотдачи ребристой стенки:

$$\alpha = \frac{Q_p}{[E(\varphi - 1) + 1]F_{\text{пл}}(t_c - t_{\text{ср}})}, \quad (3.8)$$

где F_p – поверхность ребер, $F_p = 0,173 \text{ м}^2$; $F_{\text{гл}}$ – поверхность гладкой трубы, не занятая ребрами, $F_{\text{гл}} = 0,034 \text{ м}^2$; $F_{\text{п}} = F_p + F_{\text{гл}}$ – полная поверхность ребристой трубы; $F_{\text{пл}} = 0,206 \text{ м}^2$; φ – коэффициент оребрения; $\varphi = (F_{\text{п}} / F_{\text{гл}}) = 6,06$.

Результаты расчетов заносят в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Расчетные данные

Номер опыта	t_c , °С	t_p , °С	$(t_c - t_p)$, °С	$(t_p - t_{\text{ср}})$, °С	$\alpha_{\text{пр}}$, Вт/(м · К)	$\alpha_{\text{гл}}$, Вт/(м · К)	α_p , Вт/(м · К)	E
1								
2								
3								
4								

5. Контрольные вопросы

1. Что такое конвекция, теплопроводность, тепловое излучение?
2. Физическая сущность конвективного теплообмена.
3. Виды конвективного теплообмена.
4. Записать математическое выражение закона Ньютона–Рихмана.
5. Объяснить физический смысл коэффициента теплоотдачи.
6. Общий вид критериальных уравнений конвективного теплообмена.
7. Расчет и физический смысл критериев Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля и Грасгофа.
8. В чем смысл использования оребрения?
9. Расчет коэффициента теплоотдачи ребристой стенки, приведенного коэффициента теплоотдачи, коэффициента эффективности ребер.

Лабораторная работа № 4

Определение коэффициента теплопередачи теплообменного аппарата

Цель работы: экспериментальное определение коэффициента теплопередачи в прямоточных и противоточных теплообменниках.

1. Теоретическая часть

Перенос тепла от одной подвижной среды (горячей) к другой (холодной) через однослойную или многослойную твердую стенку любой формы называется теплопередачей.

Теплопередача представляет собой сложный процесс, в котором теплота передается всеми способами: теплопроводностью, конвекцией и излучением.

Рассмотрим плоскую однослойную стенку, представленную на рис. 4.1.

Количество теплоты, переданное горячим теплоносителем стенке путем конвективного теплообмена, определяется по уравнению Ньютона–Рихмана:

$$q = \alpha_1 (t_1 - t'_{\text{ст}}). \quad (4.1)$$

Тепловой поток, переданный теплопроводностью через плоскую стенку, определяется уравнением:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t'_{\text{ст}} - t''_{\text{ст}}), \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}. \quad (4.2)$$

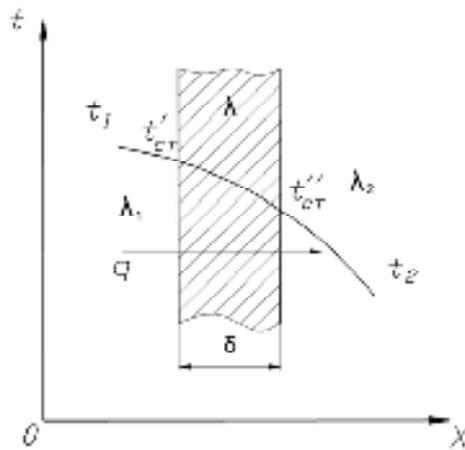


Рис. 4.1. Передача теплоты через плоскую однослойную стенку

Тепловой поток, переданный от второй поверхности стенки к холодному теплоносителю, определяется по той же формуле конвективного теплообмена:

$$q = \alpha_2 (t'_{ct} - t'_2), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}. \quad (4.3)$$

Величины q в уравнениях (4.1), (4.2) и (4.3) одинаковы, так как сколько теплоты воспринимает стенка при стационарном режиме, столько же она и отдает.

Решая уравнения (4.1), (4.2) и (4.3) относительно q , получим:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}. \quad (4.4)$$

В уравнении (4.4) величина $(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)^{-1}$ обозначается буквой K , выражается в $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$ и называется коэффициентом теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (4.5)$$

Тогда

$$q = K(t_1 - t_2). \quad (4.6)$$

Полученное уравнение (4.6) называется уравнением теплопередачи. Числовое значение коэффициента теплопередачи выражается количеством теплоты, проходящей через единицу поверхности стенки в единицу времени от горячего к холодному теплоносителю при разности температур между ними 1 градус.

Значение K всегда меньше наименьшего α .

Величина, обратная коэффициенту теплопередачи, называется общим термическим сопротивлением через однослойную плоскую стенку, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{град}}{\text{Вт}}$:

$$R = \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (4.7)$$

где $\frac{1}{\alpha_1}$ и $\frac{1}{\alpha_2}$ – внешние термические сопротивления; $\frac{\delta}{\lambda}$ – внутреннее термическое сопротивление стенки.

В случае передачи теплоты через многослойную плоскую стенку плотность теплового потока будет:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.8)$$

где $\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – сумма термических сопротивлений всех слоев стенки, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{град}}{\text{Вт}}$.

Коэффициент теплопередачи через многослойную плоскую стенку:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (4.9)$$

При передаче тепла через хорошо проводящие теплоту тонкие металлические стенки тепловым сопротивлением стенок можно пренебречь, и тогда уравнение (4.9) примет вид:

$$K = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \quad (4.10)$$

В данной работе экспериментально определяется коэффициент теплопередачи горизонтального теплообменника, используя метод теплового баланса.

Теплообменным аппаратом называется устройство, в котором один теплоноситель – горячая среда – передает теплоту другому теплоносителю – холодной среде. По принципу работы теплообменные аппараты бывают рекуперативные, смесительные и регенеративные.

Особенно широкое развитие во всех областях техники получили рекуперативные аппараты, в которых теплота от горячего к холодному теплоносителю передается через разделяющую их стенку.

В регенеративных аппаратах горячий теплоноситель отдает свою теплоту аккумулирующему устройству, которое в свою очередь периодически отдает теплоту второй жидкости – холодному теплоносителю, т. е. одна и та же поверхность нагрева омывается то горячей, то холодной жидкостью.

В смесительных аппаратах передача теплоты от горячей к холодной жидкости происходит при непосредственном смешении обеих жидкостей, например смешивающие конденсаторы.

Рекуперативные теплообменники бывают прямоточные, противоточные и с перекрестным током.

Основным расчетным уравнением теплообменников является уравнение теплопередачи:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \text{ Вт}, \quad (4.11)$$

где Q – количество теплоты, передаваемое от горячей к холодной среде; Δt_{cp} – средняя разность температур (средний температурный напор) между горячей и холодной средой; F – площадь, через которую передается теплота, м^2 .

Величина Q определяется из уравнения теплового баланса, которое показывает, что при отсутствии тепловых потерь количество теплоты, отдаваемое горячей средой, равно количеству теплоты, воспринимаемому холодной средой:

$$Q = M_{\text{Г}} \cdot c_{\text{Г}} (t_{\text{Г}}^{\text{ВХ}} - t_{\text{Г}}^{\text{ВЫХ}}) = M_{\text{Х}} \cdot c_{\text{Х}} (t_{\text{Х}}^{\text{ВХ}} - t_{\text{Х}}^{\text{ВЫХ}}), \quad (4.12)$$

где M – массовый расход среды, кг/с ; c – средняя массовая теплоемкость $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$, (для воды $c_{\text{Г}} = c_{\text{Х}} = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$); $\Delta t_{\text{Г}} = (t_{\text{Г}}^{\text{ВХ}} - t_{\text{Г}}^{\text{ВЫХ}})$ – падение температур греющей среды, град; $\Delta t_{\text{Х}} = (t_{\text{Х}}^{\text{ВХ}} - t_{\text{Х}}^{\text{ВЫХ}})$ – повышение температур нагреваемой среды, град.

Водяные эквиваленты: $W_r = M_r \cdot c_r$, $W_x = M_x \cdot c_x$, тогда $Q = W_r \cdot \Delta t_r = W_x \cdot \Delta t_x$. Изменение температур в теплообменнике больше у той среды, водяной эквивалент которой меньше.

Средний температурный напор между средами определяется по зависимости:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (4.13)$$

где Δt_{δ} – большая разность температур между холодной и горячей средой; $\Delta t_{\text{м}}$ – меньшая разность температур (рис. 4.2).

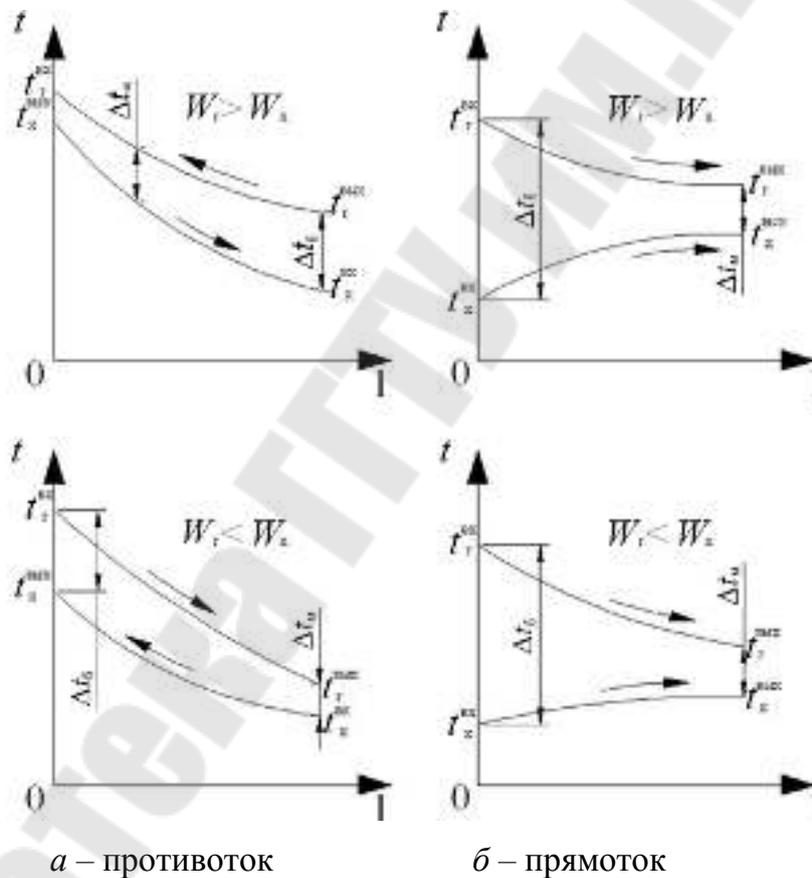


Рис. 4.2. Графики температур для определения температурного напора

Если $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}} < 1,7$, то

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2}. \quad (4.14)$$

2. Описание установки

Установка состоит из двух труб разного диаметра, к торцевым частям которых приварены штуцеры.

Из кранов через шланги в трубы подается горячая и холодная вода. Направление течения теплоносителя выбирается путем подключения к соответствующим кранам. Для определения расхода жидкости используются счетчики. Температуры теплоносителей измеряются ртутными термометрами.

3. Порядок проведения работы и обработки результатов

Присоединить шланги для работы по схеме прямотока или противотока.

Через равные промежутки времени (5–7 мин) записывать показания термометров.

Определяют расход греющего теплоносителя. Результаты опыта заносят в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Экспериментальные и расчетные данные

№ п/п	$t_{г}^{вх},$ °C	$t_{г}^{вых},$ °C	$t_{х}^{вх},$ °C	$t_{х}^{вых},$ °C	$M_{г},$ кг/с	$\Delta t_{ср},$ °C	$K,$ Вт	Примечание
							$\frac{K}{m^2 \cdot \text{град}}$	
1								прямоток
2								противоток

По экспериментальным данным подсчитываются средние температурные напоры и расходы греющего теплоносителя. Количество теплоты, переданное от одного теплоносителя к другому, определяется из выражения (4.12). По формуле (4.13) или (4.14) определяются средние температурные напоры для прямотока и противотока. Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле

$$K = \frac{Q}{F \cdot \Delta t_{ср}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}. \quad (4.15)$$

4. Контрольные вопросы к лабораторной работе

1. Классификация теплообменных аппаратов.
2. Уравнение теплового баланса.
3. Уравнение теплопередачи.

4. Физический смысл коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи.
5. Как определяется средний температурный напор?
6. Показать графически распределение температуры по длине теплообменника при прямотоке и противотоке при различных соотношениях водяных эквивалентов.
7. Как рассчитывается коэффициент теплопередачи для плоской многослойной стенки?
8. Зависимость между изменением температуры теплоносителя и водяным эквивалентом.

Лабораторная работа № 5

Снятие характеристик центробежного вентилятора

Цель работы: изучение работы центробежного вентилятора на различных режимах и построение его характеристик: $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.

1. Теоретическая часть

Нагнетатели классифицируются следующим образом:

- 1) машины для подачи жидких сред;
- 2) машины для подачи газовых сред.

1. Гидравлические машины подразделяются на:

- гидравлические двигатели (гидротурбины, водяные колеса, роторные гидромоторы и поршневые);
- насосы (лопастные, объемные, струйные и пневматические);
- гидравлические передачи.

2. Машины для подачи газовых сред делятся (в зависимости от развиваемого ими давления):

- вентилятор;
- газодувка;
- компрессор.

Вентиляторы являются лопастными машинами и делятся на центробежные и осевые.

Центробежным вентилятором называется машина для перемещения чистых газов и смесей газов с мелкими твердыми материалами, имеющие степень повышения давления не более 1,15 при плотности потока $1,2 \text{ кг/м}^3$.

Характеристиками центробежной машины называют графически изображенные следующие зависимости:

$$H = f(Q), \quad N = f(Q), \quad \eta = f(Q). \quad (5.1)$$

Если эти зависимости даны при $n = \text{const}$, то они являются характеристиками при постоянной частоте вращения; если же они даны при $n = \text{var}$, то их называют характеристиками при переменной частоте вращения.

Наиболее важной характеристикой является зависимость между напором и подачей (или давлением и подачей).

Воспользовавшись уравнением Эйлера

$$H_{\text{т\infty}} = \frac{u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}}{g} \quad (5.2)$$

и условием, что закручивание потока осуществляется самим рабочим колесом центробежной машины, или, что то же самое, $\alpha_1 = 90^\circ$, получим:

$$H_{\text{т\infty}} = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g}. \quad (5.3)$$

На рис. 5.1 показаны параллелограммы скоростей на входе и выходе центробежной машины.

Кроме того, согласно уравнению неразрывности для выходного сечения рабочего колеса расход определяется:

$$Q = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_{2r}. \quad (5.4)$$

Из плана скоростей следует:

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \cdot \text{ctg}\beta_2. \quad (5.5)$$

Радиальная составляющая скорости потока на выходе из (5.4) будет:

$$c_{2r} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}, \quad (5.6)$$

где D_2 – внешний диаметр рабочего колеса, м; b_2 – ширина лопасти рабочего колеса на выходе, м.

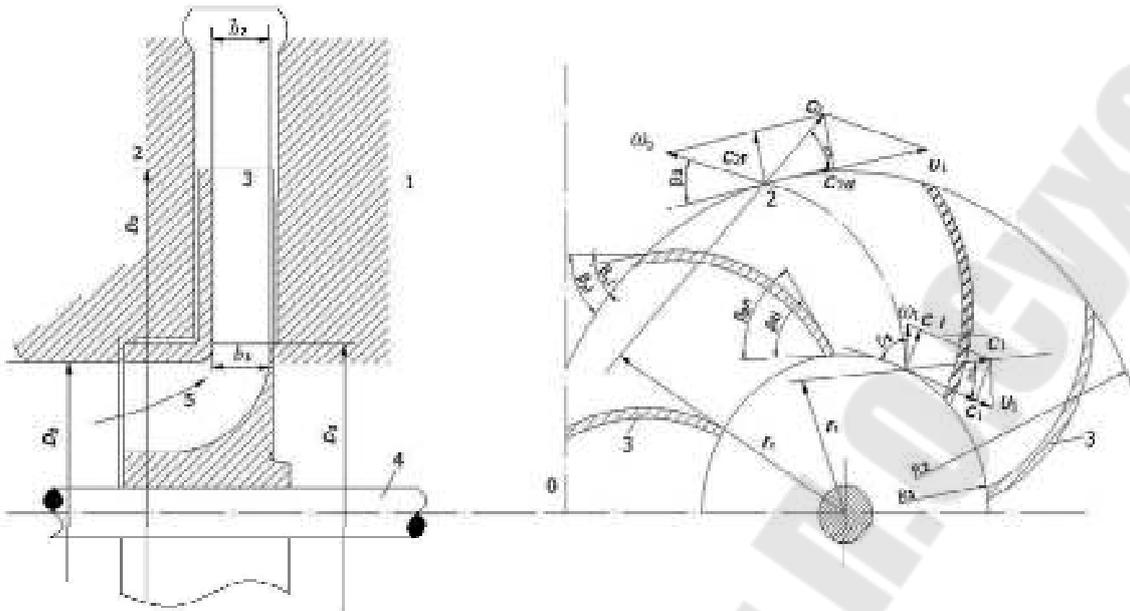


Рис. 5.1. Параллелограммы скоростей центробежной машины

Из (5.5) и (5.6) следует, что

$$c_{2u} = u_2 - \frac{\operatorname{ctg}\beta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} Q. \quad (5.7)$$

Подставив (5.7) в уравнение Эйлера, получим:

$$H_{\infty} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{\operatorname{ctg}\beta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} Q \right). \quad (5.8)$$

Выразив окружную скорость u_2 через диаметр рабочего колеса и частоту вращения его вала, получим теоретический напор центробежной машины в виде:

$$H_{\infty} = \frac{(\pi \cdot D_2 \cdot n)^2}{3600 \cdot g} - \frac{n \cdot \operatorname{ctg}\beta_2}{60 \cdot b_2 \cdot g} Q. \quad (5.9)$$

Для центробежной машины с заданными геометрическими размерами при $n = \operatorname{const}$:

$$\frac{(\pi \cdot D_2 \cdot n)^2}{3600 \cdot g} = C = \operatorname{const};$$

$$\frac{n \cdot \operatorname{ctg}\beta_2}{60 \cdot b_2 \cdot g} = E = \operatorname{const},$$

следовательно

$$H_{T\infty} = C - E \cdot Q. \quad (5.10)$$

Это уравнение прямой линии в координатах $Q-H$ при заданных n , D_2 и b_2 зависит от угла β_2 . Теоретические характеристики центробежных машин при различных углах β_2 представлены на рис. 5.2.

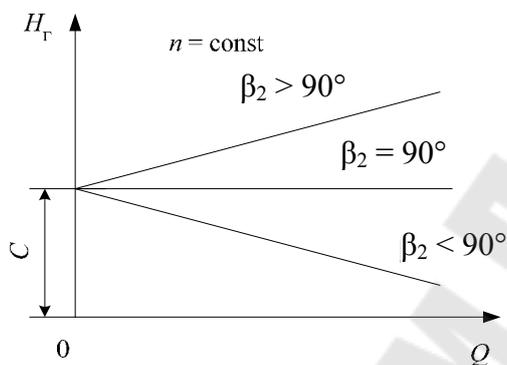


Рис. 5.2. Теоретические характеристики центробежных машин при различных углах β_2

Из рис. 5.2 видно, что при заданной подаче теоретический напор тем выше, чем больше рабочая лопасть отогнута вперед.

Действительный напор отличается от теоретического, выражаемого уравнением Эйлера, на величину потерь напора в проточной части машины. В результате этого характеристика действительного напора располагается ниже характеристики теоретического напора.

В зависимости от угла β_2 и конструктивных особенностей проточной части центробежной машины действительная характеристика может иметь две основные типичные формы, представленные на рис. 5.3.

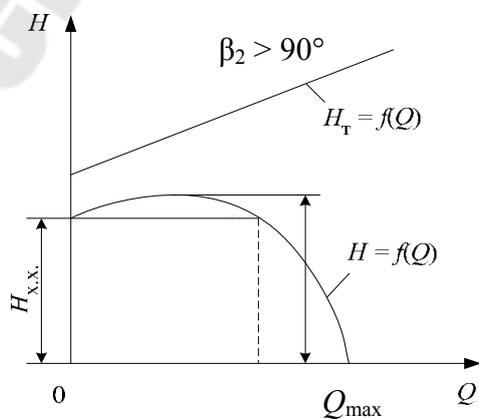


Рис. 5.3. Зависимость напора центробежной машины от производительности при угле $\beta_2 > 90^\circ$

Характеристика, представленная на рис. 5.3, обычно получается при $\beta_2 > 90^\circ$ и ее особенностью является наличие максимума и, следовательно, неоднозначность зависимости $H = f(Q)$ для данной машины в пределах от $H_{x.x}$ до H_{max} . Машины с характеристикой такого типа могут работать неустойчиво, самопроизвольно изменяя расход. Поэтому такой тип характеристики нежелателен.

Другая форма характеристики, представленная на рис. 5.4, свойственна центробежным машинам с $\beta_2 < 90^\circ$. Зависимость $H = f(Q)$ однозначна и работа машины может быть устойчивой при любых режимах.

Действительная характеристика мощности машины может быть получена из теоретической характеристики путем вычитания потерь (при данных подачах) из значений теоретической мощности. Теоретическая мощность при $Q = 0$ также равна 0. Действительная же мощность при $Q = 0$ (при закрытой задвижке) равна мощности холостого хода $N_{x.x}$, затрачиваемой на покрытие потерь в этом режиме (рис. 5.5).

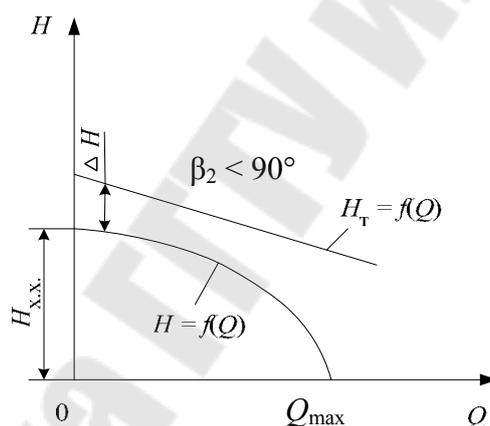


Рис. 5.4. Зависимость напора центробежного вентилятора от производительности при угле $\beta_2 < 90^\circ$

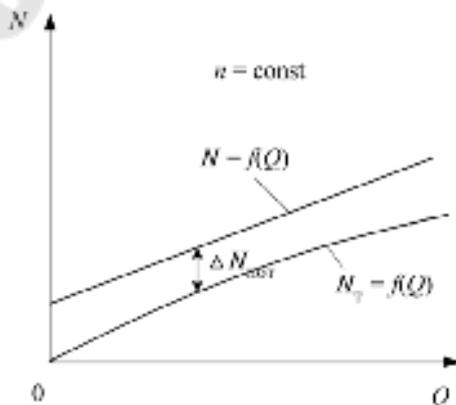


Рис. 5.5. Зависимость мощности вентилятора от производительности

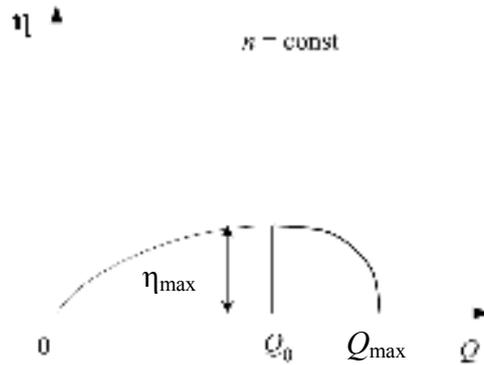


Рис. 5.6. Зависимость КПД центробежной машины от производительности

По характеристикам действительного напора и действительной мощности определяется КПД центробежной машины:

$$\eta = \frac{M \cdot g \cdot H}{1000 \cdot N} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot N} \quad (5.11)$$

Очевидно, что КПД равен 0 при $Q = 0$ или $H = 0$, так как при всех режимах работы машины $N \neq 0$.

В пределах между $Q = 0$ и $Q = Q_{\max}$ (рис. 5.6) КПД машины достигает максимального значения.

2. Схема и описание лабораторной установки

Схема лабораторной установки представлена на рис. 5.7. Регулирование производительности осуществляется шибером 3, а напор, создаваемый вентилятором, регистрируется дифманометром 6. По показаниям амперметра и вольтметра определяется мощность, потребляемая вентилятором.

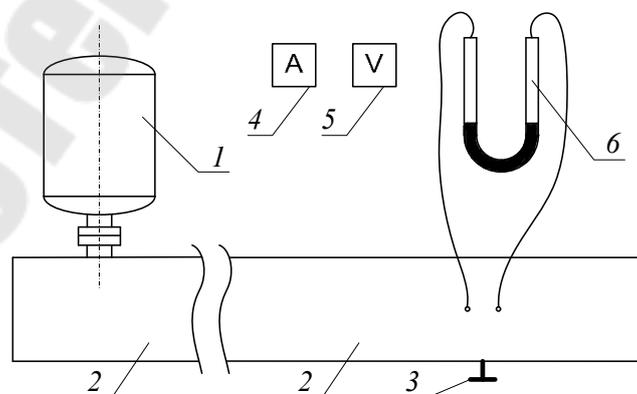


Рис. 5.7. Схема лабораторной установки: 1 – центробежный вентилятор; 2 – воздуховод; 3 – шибер; 4 – амперметр; 5 – вольтметр; 6 – дифманометр

3. Порядок проведения работы и обработки результатов

Включаем центробежный вентилятор в сеть, и при различных положениях шибера (6 положений) определяем напряжение сети, ток, потребляемый вентилятором и показания дифманометра. Дифманометр показывает напор, создаваемый вентилятором, до шибера и после шибера (в точках 1 и 2). Результаты измерений заносятся в табл. 5.1. Положения шибера задает преподаватель.

1. Напор, создаваемый вентилятором:

$$\Delta H = \Delta h \frac{\rho_{\text{ВОДЫ}}}{\rho_{\text{ВОЗД}}}$$

2. Скорость воздуха в месте сужения потока:

$$c = \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

3. Расход воздуха (производительность вентилятора):

$$Q = \rho \cdot c \cdot F,$$

где F – площадь проходного сечения, м^2 .

4. Мощность, затраченная и полезная:

$$N_3 = U \cdot I; \quad N_{\text{пол}} = \sqrt{g \cdot \Delta H \cdot G \cdot I \cdot U}, \text{ Вт.}$$

5. КПД вентилятора:

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N_3}$$

По полученным данным строятся зависимости:

$$\Delta H = f(Q), \quad N_{\text{пол}} = f(Q), \quad N_3 = f(Q), \quad \eta = f(Q).$$

Таблица 5.1

Номер опыта	$F, \text{ м}^2$	$U, \text{ В}$	$I, \text{ А}$	$\Delta h, \text{ мм}$	$\Delta H, \text{ м}$	$c, \text{ м/с}$	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$N_3, \text{ Вт}$	$N_{\text{пол}}, \text{ Вт}$	η
1										
2										
3										
4										
5										

4. Контрольные вопросы

1. Классификация нагнетателей.
2. Принцип работы центробежных вентиляторов.
3. Какие машины называются вентиляторами?
4. Уравнение баланса энергии для вентилятора.
5. Соотношение между основными параметрами лопастных машин.
6. Что такое полезная и затраченная мощность?
7. Как изображаются графические характеристики лопастных машин?
8. Как рассчитываются производительность и КПД вентилятора?
9. Как определить скорость воздуха на выходе из вентилятора и расход?

Лабораторная работа № 6

Изучение конструкции и определение эффективного расхода топлива двигателя внутреннего сгорания

Цель работы: ознакомиться с устройством и принципом действия двигателя внутреннего сгорания и определить эффективный расход топлива.

1. Теоретическая часть

По принципу действия двигателя внутреннего сгорания можно разделить на две основные группы: поршневые и лопаточные или роторные.

Поршневые двигатели состоят в основном из цилиндра, в котором поршень совершает возвратно-поступательное движение, из кривошипно-шатунного механизма, преобразующего поступательное движение во вращательное, органов газораспределения и вспомогательных механизмов. Преобразование тепловой энергии в механическую работу у поршневых двигателей происходит не непрерывно, а последовательными циклами.

Лопаточные газотурбинные двигатели состоят в основном из неподвижного статора, в котором вращается ротор, представляющий собой вал с насаженными на него дисками. На дисках имеются лопатки, которые расположены или по окружности, или на торцевых поверхностях дисков. В отличие от поршневых двигателей у газотур-

бинных преобразование тепловой энергии в механическую происходит не циклически, а непрерывно.

Карбюраторные двигатели – это двигатели с внешним смесеобразованием и принудительным зажиганием горючей смеси. В таких двигателях горючая смесь (смесь паров бензина и воздуха) готовится вне цилиндра двигателя – в карбюраторе и после осуществления процесса сжатия в цилиндре она воспламеняется от электрической искры.

Дизельные двигатели работают с постепенным сгоранием топлива при постоянном давлении. В них воздух сжимается в цилиндре двигателя, а жидкое топливо распыляется сжатым воздухом от компрессора. Раздельное сжатие позволяет применять высокие степени сжатия и исключает преждевременное самовоспламенение топлива. Процесс горения топлива при постоянном давлении обеспечивается соответствующей регулировкой топливной форсунки.

У четырехтактных двигателей рабочий цикл совершается за два оборота коленчатого вала, т. е. за четыре хода поршня, а у двухтактных – за один оборот коленчатого вала, т. е. за два хода поршня.

Двухтактными называют такие двигатели, у которых рабочий цикл совершается за два хода поршня от верхней «мертвой» точки до нижней «мертвой» точки, т. е. за один оборот коленчатого вала.

Сгорание топлива осуществляется при постоянном объеме – линия 2–3 (рис. 6.1). Конец процесса расширения 3–4. Мощность N_e , развиваемая на валу двигателя, называется эффективной мощностью. V_p – рабочий объем цилиндра.

Индикаторная мощность – это мощность, развиваемая газами внутри цилиндров двигателя. Она затрачивается на совершение полезной работы, преодоления трения в двигателе и на привод его вспомогательных механизмов – N_i .

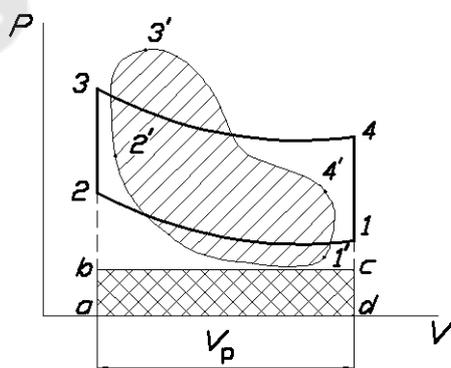


Рис. 6.1. p-v-диаграмма двигателя внутреннего сгорания

Если площадь индикаторной диаграммы заменить равной площадью прямоугольника с основанием, равным длине индикаторной диаграммы, то высота этого прямоугольника представляет собой среднее индикаторное давление P_i .

Механические потери двигателей оцениваются механическим КПД:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}; \quad \eta_m = 0,85-0,95.$$

Мощность, затрачиваемая на трение и привод вспомогательных механизмов, называется мощностью механических потерь N_m .

Эффективная мощность:

$$N_e = N_i - N_m.$$

2. Порядок проведения работы и обработки результатов

1. Исходные данные к расчету:

– ход поршня $S = \dots$ мм;

– число цилиндров $z = \dots$ шт.;

– диаметр цилиндра $D = \dots$ мм;

– число оборотов $n = \dots$ об/мин = \dots об/с;

– теплотворная способность топлива $Q_H^p = \dots$ кДж/м³ (кДж/кг).

2. Определим объем цилиндра ДВС по формуле, м³:

$$V_d = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S,$$

где D – диаметр цилиндра, м; S – ход поршня цилиндра, м.

3. Найдем индикаторную работу (т. е. работу, совершаемую в цилиндре двигателя):

$$L_i = P_i \cdot V_d,$$

где P_i – индикаторная мощность,

$$P_i = 800-1000 \text{ кПа.}$$

4. Определим индикаторную мощность ДВС:

$$N_i = \frac{Z \cdot L_i \cdot n}{\tau \cdot 60}, \text{ кВт,}$$

где Z – число цилиндров; τ – тактность двигателя; n – число оборотов в минуту.

5. Найдем мощность, развиваемую на валу ДВС, кВт:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m.$$

6. Найдем внутреннюю мощность, кВт:

$$N_{oi} = \frac{N_e}{\eta_{oi}},$$

где η_{oi} – внутренний эффективный КПД,

$$\eta_{oi} = 0,25-0,35.$$

7. Найдем расход топлива:

так как $N_{oi} = B - Q_H^p$, то $B = \frac{N_i}{Q_H^p}$, кг/с,

где Q_H^p – низшая теплота сгорания топлива.

3. Контрольные вопросы

1. Классификация двигателей внутреннего сгорания.
2. Принцип работы четырехтактного ДВС.
3. Потери энергии в ДВС.
4. Виды наддува в ДВС.
5. Основные параметры работы ДВС.
6. p - v -диаграммы ДВС при $p = \text{const}$ и $v = \text{const}$.

Лабораторная работа № 7

Изучение конструкции и испытание поршневого компрессора

Цель работы: изучить конструкцию компрессорной установки с поршневым компрессором марки 302 ВП-10/8 и определить зависимость индикаторного давления от мощности на валу компрессора.

1. Теоретическая часть

Компрессоры – это тепловые машины, предназначенные для получения сжатых газов со степенью повышения давления $\varepsilon = 1,15$.

Компрессоры, применяемые для отсасывания газа из емкостей с вакуумом, сжимающие газ до атмосферного или несколько большего давления, называют вакуум-насосами.

Основными параметрами, характеризующими работу компрессора, являются объемная подача Q , начальное P_1 и конечное P_2 , давления или степень повышения давления $\varepsilon = P_2 / P_1$, частота вращения и мощность N на валу компрессора.

Компрессоры соответственно способу действия можно разделить на три основные группы: объемные, лопастные и струйные.

При классификации по конструктивному признаку объемные компрессоры подразделяются на поршневые и роторные, а лопастные – на центробежные и осевые. Возможно деление компрессоров на группы в зависимости от рода перемещаемого газа, вида привода, назначения компрессора.

Конструкция поршневого компрессора была разработана одной из первых. Но поршневой компрессор остается наиболее распространенным и очень производительным типом компрессоров. В поршневом компрессоре поршень перемещается в цилиндре при помощи шатуна и коленвала. В случае использования только одной стороны поршня для сжатия такой компрессор называется компрессором одностороннего действия. При использовании верхней и нижней сторон поршня, для сжатия воздуха, устройство сжатия называется компрессором двойного действия.

Ввиду разнообразия конструкций поршневые компрессоры представлены практически во всех областях деятельности. С небольшими изменениями конструкции данные компрессоры могут применяться для сжатия воздуха и газов. Для сжатия воздуха и газов до высоких давлений, например в дыхательных системах, могут применяться только поршневые компрессоры (рис. 7.1).

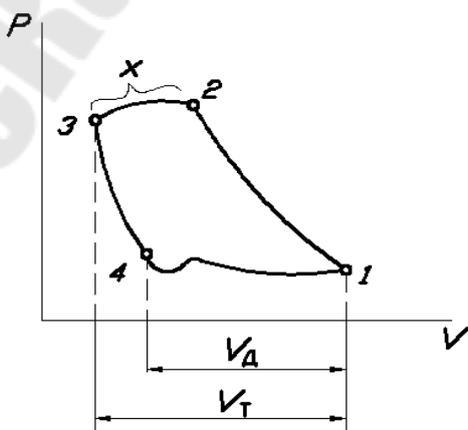


Рис. 7.1. Реальная индикаторная диаграмма поршневого компрессора

В качестве конфигурации поршневого компрессора может использоваться одноцилиндровая схема, для применений низкого давления малого объема, или многоступенчатая система, для создания очень высоких давлений.

V_D – объем рабочего тела, действительно всасываемого в цилиндр за один ход поршня; V_T – рабочий объем цилиндра – объем между крайними положениями поршня.

Так как в любом реальном поршневом компрессоре существует вредное пространство, то всасывание рабочего тела в цилиндр начинается в точке 4. Всасывание изобразится линией 4–1. Процесс сжатия 1–2 сопровождается теплообменом между рабочим телом и стенками цилиндра. 2–3 – линия нагнетания. Выступ в начале нагнетания обусловлен инерцией нагнетательного клапана. От точки 3 рабочее тело, оставшееся во вредном пространстве, расширяется – линия 3–4 и реальная индикаторная диаграмма компрессора замыкается.

Работа l_i , затрачиваемая внутри цилиндра реального компрессора на 1 кг рабочего тела, больше работы l , теоретически необходимой для получения 1 кг сжатого рабочего тела, так как имеются потери, обусловленные наличием вредного пространства, утечками рабочего тела и т. д.

$$\eta_i = \frac{l}{l_i}.$$

Работа l_e на валу компрессора больше работы l_i вследствие наличия механических потерь при вращении вала в подшипниках, трения поршня о стенки цилиндра и др. Эти потери учитываются механическим КПД.

$$\eta_m = \frac{l_i}{l_e}.$$

Мощность N_i , затрачиваемая внутри цилиндра реального компрессора, определяется по формуле

$$N_i = \eta_m \cdot N_e,$$

где N_e – мощность на валу компрессора, кВт:

$$N_e = \frac{z \cdot l_i \cdot n}{60},$$

где z – число цилиндров компрессора; n – число оборотов.

2. Порядок проведения работы и обработки результатов

1. Исходные данные к расчету:

- ход поршня $S = \dots$ мм;
 - число цилиндров $z = \dots$ шт.;
 - диаметр цилиндра $D = \dots$ мм;
 - число оборотов $n = \dots$ об/мин = \dots об/с;
2. Определим объем цилиндра, м^3 :

$$V_{\text{ц}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S,$$

где D – диаметр цилиндра; S – ход поршня цилиндра.

3. Рассчитаем индикаторную мощность:

$$N_i = \eta_{\text{м}} \cdot N_e, \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД компрессора $\eta_{\text{м}} = 0,85\text{--}0,95$; N_e – мощность на валу компрессора в данном замере.

4. Определим индикаторное давление, кПа:

$$P_i = \frac{240 \cdot N_i}{2 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot n \cdot S}.$$

5. Результаты расчета сведем в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Расчетные данные

Номер опыта	Давление всасывания $P_{\text{вс}}$, кПа	Давление нагнетания $P_{\text{н}}$, кПа	ΔP , кПа	Мощность на валу компрессора N_e , кВт	Мощность затрачиваемая внутри цилиндра N_i , кВт	Индикаторное давление P_i , кПа
1						
2						
3						

6. По полученным результатам построим зависимость:

$$P_i = f(N_e).$$

3. Контрольные вопросы

1. Устройство поршневого компрессора.
2. $p-v$ -диаграмма поршневого компрессора.
3. Характеристики работы поршневого компрессора.
4. Явление помпажа в компрессоре.
5. Виды потерь, возникающих в компрессоре.
6. Расчет мощности на валу компрессора и индикаторного давления.
7. Классификация компрессоров.

Литература

1. Липов, Б. М. Энергетические установки электростанций / Б. М. Липов, С. Я. Белинский. – М. : Энергия, 1974.
2. Теплоэнергетические установки электростанций. – М. : Энергоиздат, 1982
3. Немцев, З. Ф. Теплоэнергетические установки и теплоснабжение / З. Ф. Немцев. – М. : Энергоиздат, 1982.
4. Соколов, Е. Я. Теплофикация и тепловые сети / Е. Я. Соколов. – М. : Энергоиздат, 1982.
5. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – М. : Энергия, 1980.
6. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин. – М. : Высш. шк., 1975.
7. Твайделл, Дж. Возобновляемые источники энергии / Дж. Твайделл, А. Уэйр. – М. : Энергоатомиздат, 1990.
8. Шефтер, Я. И. Использование энергии ветра / Я. И. Шефтер. – 2-е изд. – М. : Энергоатомиздат, 1983.
9. Росс, Д. Энергия волн / Д. Росс. – Л. : Гидрометеиздат, 1981.
10. Харченко, Н. В. Индивидуальные солнечные установки / Н. В. Харченко. – М. : Энергоатомиздат, 1991.

Содержание

<i>Лабораторная работа № 1. Определение зависимости температуры насыщенного пара от давления, определение удельной теплоты парообразования</i>	3
<i>Лабораторная работа № 2. Определение коэффициента теплопроводности сыпучих материалов методом цилиндров.....</i>	8
<i>Лабораторная работа № 3. Теплоотдача горизонтальной оребренной трубы при свободной конвекции</i>	14
<i>Лабораторная работа № 4. Определение коэффициента теплопередачи теплообменного аппарата</i>	20
<i>Лабораторная работа № 5. Снятие характеристик центробежного вентилятора.....</i>	26
<i>Лабораторная работа № 6. Изучение конструкции и определение эффективного расхода топлива двигателя внутреннего сгорания</i>	33
<i>Лабораторная работа № 7. Изучение конструкции и испытание поршневого компрессора</i>	36
<i>Литература</i>	41

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

Якимченко Владислав Геннадьевич

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ

**Лабораторный практикум
по одноименному курсу для студентов
специальности 1-43 01 03
«Электроснабжение (по отраслям)»
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Редактор
Компьютерная верстка

Н. В. Гладкова
Н. Б. Козловская

Подписано в печать 27.07.12.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».
Ризография. Усл. печ. л. 256. Уч.-изд. л. 2,44.

Изд. № 34.

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр Учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48