

**КРАЕВОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
«АЛТАЙСКИЙ КОЛЛЕДЖ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И БИЗНЕСА»**

**Комплект практических работ по дисциплине
ОП.15 «Процессы и аппараты»**

**19.02.07 Технология молока и молочных продуктов,
19.02.08. «Технология мяса и мясных продуктов»,**

Бийск, 2016г.

Организация-разработчик: КГБПОУ «Алтайский колледж промышленных технологий и бизнеса»

Разработчик:

Мурасова Л.Г., преподаватель дисциплин профессионального цикла КГБПОУ «Алтайский колледж промышленных технологий и бизнеса»

Аннотация

Комплект практических работ по дисциплине **ОП.15«Процессы и аппараты»** включает в себя описание восьми работ для специальностей : 19.02.07 Технология молока и молочных продуктов, 19.02.08. «Технология мяса и мясных продуктов»

Работы носят практическую направленность. Они состоят из целей, порядка выполнения работ, методических указаний, контрольных вопросов. Исходя из целей практической работы, она должна быть выполнена с условными обозначениями, схемами, рисунками. По окончании проделанной работы обучающийся обязательно должен быть сделан вывод.

Оглавление

Аннотация	3стр
Прак. раб. №1 «Расчет критерия Рейнольдса и определение режима движения жидкости»	4стр
Прак. раб. №2 «Расчет силы гидростатического давления»	7стр
Прак. раб. №3 «Определение количества сухого воздуха необходимого для процесса сушки».	10стр
Прак. раб. №4 «Расчет тепловых сопротивлений»	15стр
Прак. раб. №5 «Определение средней разности температур при различных направлениях движения теплоносителя»	19стр
Прак. раб. №6 «Расчет теплообменного аппарата»	21стр
Прак. раб. №7 «Определение удельного расхода греющего пара»	26стр

Практическая работа №1

Определение режима движения жидкости

Цель работы:

Приобрести практические навыки по определению режимов движения реальных жидкостей.

Задачи практической работы:

1. Изучить режимы движения жидкости
2. Ознакомиться с физическими основами функционирования гидравлических систем
3. Оформить отчёт по практической работе

Краткие теоретические материалы по теме практической работы

Существуют два режима движения жидкостей: ламинарный и турбулентный.

При ламинарном режиме течения частицы жидкости перемещаются по траекториям, направленным вдоль потока без поперечного перемещения. Поток жидкости образуется как бы отдельными параллельными слоями; пульсации скорости потока и давления жидкости отсутствуют.

При турбулентном режиме течения частицы жидкости перемещаются по случайным хаотическим траекториям. Турбулентное течение сопровождается постоянным перемещением жидкости, характеризуется наличием пульсации скорости потока и давления жидкости.

Опытами было установлено, что наличие того или иного режима течения жидкости определяется: средней скоростью потока жидкости; характерным линейным размером сечения потока жидкости (для труб – диаметром) и кинематической вязкостью жидкости.

Исследования О. Рейнольдса показали, что режим движения жидкости в общем случае зависит от скорости движения, размеров потока, плотности и вязкости жидкости. Число Рейнольдса - величина безразмерная.

На практике часто наблюдается турбулентный режимов движения жидкости, например, при движении воды в трубах из-за её сравнительно малой вязкости и большой скорости течения. При движении вязких жидкостей (нефть, масло и др.), а также при движении жидкостей с малой вязкостью, но с небольшой скоростью, наблюдается ламинарный режим течения.

Режимы движения жидкости

К напорному баку 1 присоединена (рис. 15.) прозрачная (стеклянная) труба 2, по которой движется исследуемая жидкость. Над баком 1 расположен небольшой бачок 3 с подкрашенной (контрастной) жидкостью, свойства которой близки к свойствам исследуемой жидкости. Т.е., эту подкрашенную жидкость можно назвать индикатором или трассером. Подкрашенная жидкость при помощи тонкой трубки вводится в поток исследуемой жидкости. В своих опытах Рейнольдс исследовал жидкости с различными физическими свойствами (вязкостью μ и плотностью ρ) в трубах разного диаметра d . Во время опытов также в широком диапазоне изменялась средняя скорость v движения жидкости. При некоторых определенных условиях подкрашенная жидкость образует прямолинейную, резко выделяющуюся и не смешивающуюся с окружающей жидкостью струйку.

Иначе говоря, жидкость движется отдельными не перемешивающимися слоями. Такой режим движения жидкости называется **ламинарным**.

С увеличением скорости струйка подкрашенной жидкости начинает двигаться волнообразно, затем разрываться и перемешиваться с потоком жидкости.

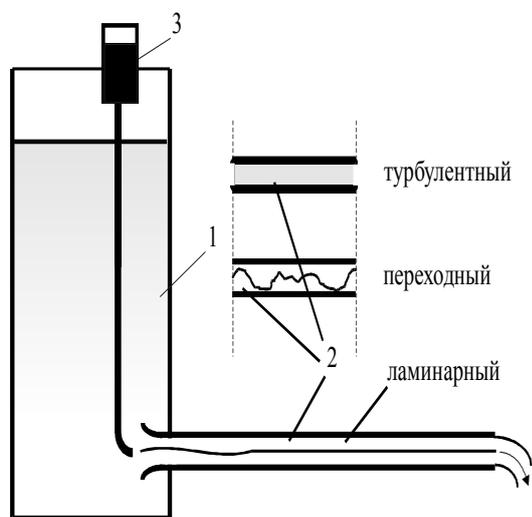


Рис.15

Становятся заметными вихреобразования и вращательное движение жидкости. Отдельные частицы перемешиваются между собой и движутся по самым причудливым, все время изменяющимся траекториям. Такой режим движения жидкости называется **турбулентным**. Такое движение называется еще беспорядочным. Однако, и при турбулентном режиме имеют место определенные закономерности.

Обобщив результаты своих многолетних (более 10 лет) опытов, проведенных на круглых трубах, Рейнольдс нашел общие условия, при которых возможны

существование того или иного режима и переход от одного режима к другому. Установил основные факторы, определяющие характер режима: средняя скорость движения жидкости v , диаметр трубопровода d , плотность жидкости ρ , ее вязкость μ . Для характеристики режима движения жидкости Рейнольдс ввел безразмерный параметр, учитывающий влияние перечисленных факторов, называемый числом или критерием Рейнольдса:

$$Re = \frac{vd\rho}{\mu} \quad \text{или, с учетом того, что } \mu = \nu\rho \quad Re = \frac{vd}{\nu}$$

Границы существования того или иного режима движения жидкости определяются двумя критическими значениями критерия Рейнольдса: нижним Re_n и верхним Re_v . Значения скорости, соответствующие этим значениям также называют критическими. При $Re < Re_n$ возможен только ламинарный режим, а при $Re > Re_v$ - только турбулентный режим, в интервале от Re_n до Re_v - неустойчивое состояние потока (переходный режим). В опытах самого Рейнольдса $Re_n = 2000, Re_v = 12000$. Многочисленные эксперименты, проведенные в более позднее время, показали, что критические числа не являются устойчивыми и, при известных условиях, неустойчивая зона может оказаться шире. В настоящее время при расчетах принято считать, что **при $Re < 2320$ всегда ламинарный режим, а при $Re > 10000$ - турбулентный**. Это справедливо для **труб и каналов круглого сечения**, а в других случаях могут быть другие значения.

Числовые значения величин

Наименование величины и единицы	ВАРИАНТ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Жидкость	Вода	Сливки	Этил. спирт 100 %	Масло одсол-ечное	Раст-р NaCl 10%	Масло хлоп-ковое	Раст-р CaCl ₂ 10%	Этил. спирт 50 %	Вода	Молок о
P _м , МПа*	0,02 (вак.)	0,08 (изб.)	0,07 (абс.)	0,08 (абс.)	0,05 (вак.)	0,10 (абс.)	0,02 (вак.)	0,02 (изб.)	0,10 (абс.)	0,05 (изб.)
H, м	5	6	7	8	6	5	5	8	7	6
D, мм	100	200	300	120	140	160	180	200	180	160
d, мм	50	100	140	60	70	80	90	100	90	80

Протокол вычислений.

№	Наименование	обозначение	размерность	опыт
1	Диаметр трубы	d	м	
2	Площадь сечения	S	м ²	
3	Объем мерного бачка	W	м ³	
4	Время наполнения мерного бачка	t	с	
5	Расход	Q	м ³ /с	
6	Средняя скорость движения жидкости в трубе	v	м/с	
7	Температура жидкости	T	°C	
8	Кинематическийкоэф-т вязкости	μ	см ² /с	
9	Число Рейнольдса	Re		

КОНРТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие существуют режимы течения жидкости, в чем их отличие?
2. Что характеризуют верхняя и нижняя критические скорости движения жидкости?
3. Какое критическое число Рейнольдса принимают в переходной области?
4. Как определяется число Рейнольдса?
5. Как зависит число Рейнольдса от температуры и физических свойств исследуемой жидкости?

Практическая работа №2

«Расчет силы гидростатического давления»

Цель работы:

Приобрести практические навыки по расчету силы гидростатического давления

Порядок выполнения практической работы:

1. Ознакомится с теоретическими основами
2. После текста каждой задачи для самостоятельного решения приводится таблица с вариантами исходных данных. Номер варианта соответствует порядковому номеру в журнале.
3. Каждую задачу необходимо сопровождать чертежом, выполненным вручную в тетради с подробным решением задачи

Краткие теоретические материалы по теме практической работы

Основные физические свойства жидкости.

Плотность жидкости-отношение массы жидкости к ее объему:

$$\rho = \frac{m}{W} \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]$$

Ниже приведена таблица плотностей некоторых жидкостей.

Наименование	Плотность кг/м ³
Вода пресная при t=4 ⁰ С	1000
Вода морская, в среднем	1020
Бензин, в среднем	750
Нефть	850-950
Ртуть	13600

В технической системе применяют понятие удельный вес- отношение веса жидкости к ее объему $\gamma = \frac{G}{W} \left[\frac{T}{\text{м}^3} \right]$; Удельный вес и плотность связаны соотношением $\gamma = \rho g$, поскольку $G = mg$. Для пресной воды $\gamma = 1 \left[\frac{T}{\text{м}^3} \right]$, что весьма удобно для расчетов.

Величина гидростатического давления в точке одинакова по всем направлениям и равна:

$$p = \rho gh = \gamma h \quad (1).$$

По своей сути гидростатическое давление в точке есть величина скалярная. Однако, при воздействии гидростатического давления на какую-либо поверхность, это давление всегда направлено перпендикулярно поверхности, а его величина никак не зависит от ориентации этой поверхности.

Абсолютное давление в точке, расположенной на глубине h , складывается из внешнего давления p_0 на поверхность жидкости и избыточного гидростатического давления ρgh :

$$p_a = p_0 + \rho gh$$

В жидкости, находящейся в абсолютном (относительно Земли) покое, в соответствии с (1), поверхностями с равным давлением являются любые горизонтальные поверхности.

Единицей измерения давления в международной системе СИ является Паскаль: $1 \text{ Па} = 1 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 1 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{м}^2}$.

В настоящее время используется выражение давления при помощи так называемой «технической атмосферы»: $1 \text{ ат} = 1,033 \text{ кгс/см}^2 = 10,33 \text{ Тс/м}^2 = 101 \text{ кН/м}^2 = 100 \text{ Па}$

Задачи.

А. Определить высоту столба воды в водяном барометре при нормальном атмосферном давлении, равном $p_0 = 1033 \text{ гПа}$.

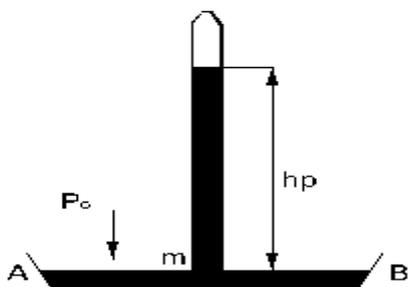


Рис.1. К задаче А.

Решение.

Горизонтальная поверхность, проходящая по линии свободной поверхности АВ чашки водяного барометра, является поверхностью равного давления. Поскольку жидкость находится в равновесии, давление внутри трубки водяного барометра в точке m с одной стороны уравнивается атмосферным давлением p_0 , с другой – давлением столба воды высотой h_p :

$$p_0 = \rho g h_p;$$

$$\text{Следовательно, } h_p = \frac{p_0}{\rho g} = \frac{1033 \cdot 100}{1000 \cdot 9.81} \frac{\text{Па}}{\frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{м}^3 \cdot \text{с}^2}} = \frac{103300 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{м}^2}}{9810 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}^2}} = 10,53 \text{ м}$$

Задача.

Б. В сообщающихся сосудах, две жидкости, вода и ртуть, разделены подвижной пробкой. При атмосферном давлении $p_{\text{атм}} = 730 \text{ мм ртутного столба}$ и $h = 1 \text{ м}$, определить давление p_0 на свободной поверхности воды.

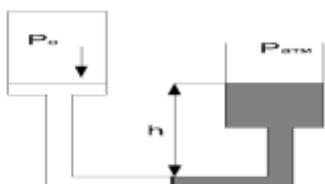


Рис.2. К задаче Б.

Решение.

Давление на пробку слева $p_0 + \rho_{\text{вода}}gh$ уравновешивается давлением справа $p_{\text{атм}} + \rho_{\text{ртуть}}gh$:

$$p_0 + \rho_{\text{вода}}gh = p_{\text{атм}} + \rho_{\text{ртуть}}gh.$$

Давление, соответствующее значению 730 мм ртутного столба в системе СИ равно $p_{\text{атм}} = \rho_{\text{ртуть}}g * 0.73 = 13600 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} * 9.81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} * 0.73 \text{ м} = 97400 \frac{\text{кг}}{\text{мс}^2} = 97400 \text{ Па}.$

Тогда,

$$p_0 = p_{\text{атм}} + \rho_{\text{ртуть}}gh - \rho_{\text{вода}}gh = 97400 + 13600 * 9.81 * 1 - 1000 * 9.81 * 1 = 97400 + 133400 - 9810 = 221000 \frac{\text{кг}}{\text{мс}^2} = 221 \text{ кПа}$$

В технической системе:

$$p_{\text{атм}} = \gamma_{\text{ртуть}} * 0.73 = 13.6 * 0.73 = 9.93 \frac{\text{Т}}{\text{м}^2}$$

$$p_0 = p_{\text{атм}} + \gamma_{\text{ртуть}}h - \gamma_{\text{вода}}h = 9.93 + 13.6 * 1 - 1 * 1 = 22.5 \frac{\text{Т}}{\text{м}^2}$$

Задачи для самостоятельного решения

К задаче А

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
жидкость	бензин	нефть	ртуть	бензин	нефть	ртуть	бензин	нефть	ртуть	вода пресная
P, атм	0,96	0,97	0,98	0,99	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	0,95

К задаче Б

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
h, м	9	10	11	12	13	14	15	16	17	8
P, атм	0,97	0,98	0,99	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	0,95	0,96

Контрольные вопросы

1. Что изучает гидростатика?
2. Какие силы действуют на жидкость?
3. Что называют гидростатическим давлением и каковы его свойства?
4. Какие виды давления различают в гидравлике?
5. Что выражает основное дифференциальное уравнение гидростатики (приведенное уравнение Эйлера)?
6. Что можно определить, используя основное уравнение гидростатики?
7. Что утверждает закон Паскаля и в чем заключается его практическая ценность?
8. Какими приборами измеряют различные виды давления?

Практическая работа. №3

«Определение количества сухого воздуха необходимого для процесса сушки»

Цель работы: Изучить i-d диаграмму влажного воздуха, научиться определять параметры влажного воздуха

Порядок выполнения практической работы:

1. Ознакомится с теоретическими основами
2. По i-d диаграмме влажного воздуха, определить параметры влажного воздуха
Номер варианта соответствует порядковому номеру в журнале

Краткие теоретические материалы по теме практической работы

Атмосферный воздух является смесью собственно сухого воздуха и водяных паров, поэтому может быть назван влажным воздухом. В сельскохозяйственном производстве атмосферный воздух имеет широкое применение. В воздушных холодильных установках, кондиционерах, в сушильных установках он является основным термодинамическим телом.

Известно, что атмосферный воздух обладает ограниченной способностью поглощать влагу извне. Поэтому если при расчете сушильного устройства неправильно определить объем проходящего через него воздуха, то может получиться так, воздуха окажется недостаточно и тогда часть испаренной влаги не будет вынесена из сушилки, или если будет проходить воздух в большем объеме, чем это необходимо, то часть его пройдет неиспользованным. И то и другое экономически невыгодно.

Приведенный пример показывает необходимость знания свойств влажного воздуха и, прежде всего, его технических характеристик.

Одной из таких характеристик является влагосодержание d , под которым имеют в виду отношение массы паров воды, содержащихся во влажном воздухе, к массе сухого воздуха:

$$\frac{m_n}{m_b}$$

$D =$, г влаги/кг сух. возд.,

Где m_n - масса паров воды, г;

m_b - масса сухого воздуха.

Влажный воздух можно рассматривать как смесь идеальных газов и применять к нему закон Дальтона, согласно которому:

$$P = P_b + P_n,$$

Где P - давление влажного воздуха, P_b и P_n - парциальное давление соответственно воздуха и пара.

Записав уравнение состояния для сухого воздуха и водяного пара

$$P_b V = m_b R_b T$$

$$P_n V = m_n R_n T$$

И производя почленное деление этих двух уравнений, получим:

$$\frac{P_b V}{P_n V} = \frac{m_b R_b}{m_n R_n}$$

После подстановки значений удельной газовой постоянной для паров $R_b = 287,1$ Дж/кг·град $R_n = 461,5$ Дж/кг. град, получим

$$\frac{P_b}{P_n} = 0.622 \frac{m_b}{m_n}$$

Или, учитывая определение влагосодержания,

$$\frac{P_b}{P_n} = \frac{0.622}{d}$$

Применяя закон Дальтона для влажного воздуха, можем записать

$$\frac{P - P_n}{P_n} = \frac{0.622}{d},$$

Отсюда влагосодержание

$$d = 0.622 \frac{P_n}{P - P_n}$$

Из этого уравнения следует, что при постоянном давлении влажного воздуха P с увеличением влагосодержания d будет расти парциальное давление пара P_n . Процесс увлажнения может происходить до тех пор, пока насыщенность воздуха влагой не достигнет максимального значения, соответствующего данному давлению влажного воздуха.

Для оценки качества влажного воздуха по степени его увлажненности вводятся две характеристики: абсолютная и относительная влажность воздуха.

Абсолютная влажность воздуха представляет собой отношение массы водяного пара к объему влажного воздуха.

Как следует из этого определения, абсолютная влажность воздуха равна плотности пара при его парциальном давлении и температуре влажного воздуха, т. е.

$$\rho_n = \frac{m_n}{V_{вл.}}$$

Влагосодержание d , г/кг сухого воздуха, где $V_{вл.}$ - объем влажного воздуха, м³.

Если не изменяя давления, воздух увлажнять, то в тот момент, когда его влагосодержание достигнет значения d_{max} , плотность пара, содержащегося в воздухе станет максимальной ρ_{max} .

Отношение плотности пара при заданном давлении к максимально возможной плотности его при той же температуре называется относительной влажностью:

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_{max}}$$

Другими словами, относительной влажностью воздуха называется отношение действительной абсолютной влажности воздуха, к максимально возможной абсолютной влажности его при той же температуре.

Используя уравнение Клайперона — Менделеева, относительную влажность можно записать как отношение парциального давления действительных водяных паров к максимально возможному, которое зависит только от температуры, т. е.

$$J = P/P_{Насыщ.}$$

Умножив на 100% получим величину u в % :

$$J = P/P_{Насыщ.} \times 100\%$$

Если влажный воздух охлаждать, не изменяя парциального давления водяного пара, то в некоторый момент он станет насыщенным. Температура, при которой

это произойдет, называется температурой точки росы. В этот момент относительная влажность будет равна 100%.

Удельная энтальпия влажного воздуха i равна сумме удельных энтальпий сухого воздуха i_v и водяного пара d_{in} .

$$I = i_v + d_{in}$$

Удельная энтальпия сухого воздуха равна:

$$I_v = C_{pt}$$

I- d диаграмма влажного воздуха

I-d диаграмма влажного воздуха для суммарного давления 735 мм. рт. с. составлена в 1918 году проф. Л. Рамзиным.

На $i-d$ диаграмме по оси ординат откладываются значения удельных энтальпий влажного воздуха, а по оси абсцисс- значения влагосодержания воздуха.

Для увеличения масштаба рабочего участка и удобного взаимного расположения линий, наносимых на $i-d$ диаграмму, она строится в косоугольных координатах, в которых ось абсцисс проводится под углом 135° к оси ординат (о чем есть памятный значок на диаграмме). Однако, чтобы удобнее было производить на диаграмме отсчеты, из начала координат проводится горизонталь, на которую спроектированы значения удельной энтальпии i . При этом линии постоянных значений влагосодержания d идут в виде прямых, параллельных оси ординат, т. е. вертикально. Кроме того, на $i-d$ диаграмме наносятся изотермы и линии постоянных значений относительной влажности j .

Кривая постоянной относительной влажности $j = 100\%$ делит всю диаграмму на две части. Та ее часть, которая расположена выше этой линии - это область ненасыщенного влажного воздуха, в которой пар находится в перегретом состоянии. Линия $j = 100\%$ — область насыщенного влажного воздуха.

Если внутреннее пространство сушильной камеры изолировано от теплового воздействия внешней среды, то теплота, необходимая для испарения, может быть получена только за счет уменьшения внутренней энергии воздуха, находящегося в камере. Такой процесс сушки может рассматриваться как адиабатный. Проводя его до полного насыщения воздуха получим состояние, которое определяется температурой адиабатного насыщения.

Рассмотрим некоторые процессы в $i-d$ диаграмме.

Подогрев. Поскольку в этом процессе влагосодержание остается постоянным, линия этого процесса должна идти вертикально вверх.

Испарение. Если считать удельную энтальпию воды равной нулю, то теплота, взятая из воздуха для испарения влаги, вернется в воздух вместе с выпаренной влагой. Следовательно, процесс испарения идет до линии $t=100^\circ \text{C}$. Конденсация идет по линии $j = 100\%$ от температуры t_1 , до температуры t_2 .

Нахождение точки росы. Определим по двум параметрам, например j и t состояния влажного воздуха, что определяется точкой пересечения изотермы и линии постоянной относительной влажности нужно провести вертикаль до пересечения с $j = 100\%$ и по изотерме определить температуру точки росы.

При определении параметров влажного воздуха с помощью $i-d$ диаграммы сначала находят точку пересечения двух параметров, а затем по линиям постоянства параметров определяют их численное значение по соответствующей шкале.

Контрольные вопросы

- 1 Что такое равновесное влагосодержание, какую роль оно играет при сушке?
- 2 Чем отличаются изотермы сорбции и десорбции, с какой целью их строят?
- 3 Чем объясняется площадь гистерезиса на изотермах сорбции и десорбции?
- 4 Что такое гигроскопическое влагосодержание, какова технологическая роль этого показателя?
- 5 Что такое кривая сушки, какие участки можно на ней выделить?
- 6 Что такое скорость сушки, приведенная скорость сушки, как они определяются?
- 7 От каких показателей зависит определение продолжительности сушки?
- 8 Как влияет температура сушильного агента на процесс сушки?
- 9 Какую роль играет относительная влажность воздуха при сушке?
- 10 Как влияет толщина слоя высушиваемого материала на процесс сушки и производительность сушильных установок?
- 11 Какие изменения происходят с продуктами в процессе сушки?
- 12 Что такое усадка материала и чем она обусловлена при сушке?
- 13 За счет чего происходит изменение цвета продуктов при сушке?
- 14 Чем обусловлено затвердевание продуктов при сушке и как этого избежать?
- 15 За счет чего происходит потеря летучих компонентов при сушке?

Варианты заданий

Номер варианта	Материал	m _n , кг/ч	Влажность		t _n , °C	Место установки
			w _n , %	w _к , %		
1	Пшеница	5900	17	12	18	Ростов-на-Дону
2	-//-	6600	22	15	26	Смоленск
3	-//-	6900	18	12	21	Владивосток
4	-//-	5400	19	14	19	Вологда
5	-//-	6400	17	13	22	Харьков
6	-//-	7400	19	14	30	Ташкент
7	-//-	7000	17	13	20	Астрахань
8	-//-	5800	22	15	25	Львов
9	-//-	7500	18	19	22	Тбилиси
10	-//-	6500	21	14	23	Саратов
11	-//-	7100	18	14	18	Ереван
12	-//-	5700	20	13	29	Ростов-на-Дону
13	-//-	7600	18	13	23	Баку
14	-//-	6200	17	12	24	Волгоград
15	-//-	5600	20	14	19	Херсон
16	Аммиачная селитра	7200	19	13	28	Киев
17	-//-	6700	21	14	25	Батуми
18	-//-	6000	18	13	20	Керчь
19	-//-	6300	19	14	24	Иваново
20	-//-	7300	20	14	26	Москва
21	-//-	6800	22	15	26	Николаев
22	-//-	5500	20	14	28	Екатеринбург
23	-//-	7800	17	12	21	Тамбов
24	-//-	6100	21	14	30	Казань
25	-//-	5800	18	13	29	Керчь
26	-//-	5400	17	12	21	Кишинев
27	-//-	6000	21	14	26	Тамбов
28	-//-	7000	16	12	23	Баку
29	-//-	6300	22	13	20	Киев

Практическая работа №4 «Расчет тепловых сопротивлений»

Цель работы:

Приобрести практические навыки по расчету тепловых сопротивлений

Порядок выполнения практической работы:

1. Ознакомится с теоретическими основами
2. Выполнить тепловой конструктивный расчет водо-водяного рекуперативного подогревателя производительностью Q
3. Каждый расчет необходимо сопровождать чертежом, выполненным вручную в тетради

Теоретические сведения

Теплообменные аппараты очень распространены в промышленности. В широком смысле слова к теплообменным относят все аппараты, в которых осуществляется обмен теплом между греющей и нагреваемой средами. В поверхностных теплообменниках греющая среда отделена от нагреваемой поверхностью и тепло в них передается через стенку. К ним относятся:

- теплообменники, в которых тепло горячих дымовых газов передается через поверхность нагрева воде или пару;
- воздухоподогреватели, в которых тепло от газов передается воздуху;
- водо-водяные и пароводяные подогреватели;
- поверхностные конденсаторы для конденсации пара;
- отопительные радиаторы.

Теплообменным аппаратом называется устройство, предназначенное для передачи теплоты от более нагретого теплоносителя к менее нагретому.

Теплообмен применяется для осуществления различных технологических процессов: нагревания, охлаждения, конденсации, испарения и т.д.

Теплообменные аппараты классифицируются по различным признакам: назначению, компоновке, роду рабочих сред, способу передачи теплоты и др.

Наиболее распространена классификация теплообменников по способу передачи теплоты, согласно которому они подразделяются на следующие типы:

- рекуперативные поверхностные аппараты, в которых оба теплоносителя разделены поверхностью теплообмена различной конфигурации;
- регенеративные, в которых процесс передачи теплоты от горячего теплоносителя к холодному происходит с помощью термоаккумулирующей массы, называемой насадкой;
- смесительные, в которых теплообмен происходит при непосредственном соприкосновении теплоносителей.

К поверхностным теплообменникам относятся: трубчатые (кожухотрубчатые, типа «труба в трубе», оросительные, погруженные); пластинчатые; спиральные; аппараты с рубашками; с оребренной поверхностью теплообмена.

В зависимости от взаимного направления потока горячей и холодной жидкости различают три основные схемы движения жидкостей:

- прямоток (жидкости движутся параллельно в одном направлении);
- противоток (жидкости движутся в противоположных направлениях);

- перекрестный ток (одна жидкость движется в направлении, перпендикулярном другой).

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты могут использоваться в качестве теплообменников, холодильников, конденсаторов и испарителей.

Теплообменники предназначены для нагрева и охлаждения, а холодильники – для охлаждения (водой или другим нетоксичным, непожаро- и невзрывоопасным хладагентом) жидких и газообразных сред. Кожухотрубчатые теплообменники могут быть следующих типов:

ТН – теплообменники с неподвижными трубными решетками;

ТК – теплообменники с температурными компенсаторами на кожухе и жестко закрепленными трубными решетками;

ТП – теплообменники с плавающей головкой, жестким кожухом и жестко закрепленной трубной решеткой;

ТУ – теплообменники с U-образными трубками, жестким кожухом и жестко закрепленной трубной решеткой;

ТС – теплообменники с сальником на плавающей головке, жестким кожухом и жестко закрепленной трубной решеткой.

Наибольшая допустимая разность температур кожуха и труб для аппаратов типа Н может составлять 20-60°C, в зависимости от материала кожуха и труб, давления в кожухе и диаметра аппарата.

Теплообменники и холодильники могут устанавливаться горизонтально и вертикально, быть одно-, двух-, четырех- и шестиходовыми по трубному пространству. Трубы, кожух и другие элементы конструкции могут быть изготовлены из углеродистой или нержавеющей стали, а трубы холодильников – из латуни. Распределительные камеры и крышки выполняют из углеродистой стали.

Данный расчет проводится для определения площади поверхности теплообмена стандартного водо-водяного рекуперативного теплообменника, в котором греющая вода поступает в трубы, нагреваемая вода - в межтрубное пространство.

Температура греющего теплоносителя на входе в аппарат $t_1 = 135^\circ \text{C}$.

Температура нагреваемого теплоносителя на входе в аппарат $t_2 = 80^\circ \text{C}$.

Изменение температуры нагреваемого теплоносителя в аппарате $\Delta t_2 = 25^\circ \text{C}$.

Массовый расход греющего теплоносителя $M_1 = 7,40 \text{ кг/с}$.

Массовый расход нагреваемого теплоносителя $M_2 = 15 \text{ кг/с}$.

Поверхность нагрева выполнена из труб диаметром $d_n / d_s = 25 / 21 \text{ мм}$.

Расчет количества передаваемого тепла.

Трубы в трубной решетке расположены по вершинам равносторонних треугольников. L – длина труб, предварительно принимается равной 3,0 м. Схема движения теплоносителей – противоток. Качество воды – загрязненная. Материал труб теплообменного аппарата – СтУ. Потери тепла в окружающую среду пренебречь. Уравнение теплового баланса для теплообменного аппарата имеет вид:

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q \quad (1.1.)$$

где Q_1 - количество теплоты в единицу времени, отданное греющим теплоносителем,

Q_2 - количество теплоты в единицу времени, воспринятое нагреваемым теплоносителем,

ΔQ - потери теплоты в окружающую среду.

Так как по условию задания $\Delta Q = 0$, то количество передаваемого тепла в единицу времени через поверхность нагрева аппарата, Вт:

$$Q = Q_1 = Q_2;$$

$$Q = M_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') = M_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2') \quad (1.2.)$$

где c_{p1} и c_{p2} - средние удельные массовые теплоемкости греющего и нагреваемого теплоносителей, в интервале температур от t_1' до t_1'' и от t_2'' до t_2' соответственно.

Температура нагреваемого теплоносителя на выходе из теплообменника:
 $t_2'' = t_2' + \Delta t_2 = 80 + 25 = 105^\circ C$ (1.3.)

Средняя температура нагреваемого теплоносителя:

$$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{80 + 105}{2} = 92,5^\circ C \quad (1.4.)$$

По температуре t_2 определяется c_{p2} методом линейной интерполяции по таблице П.1.1 [1, с.26].

$$c_{p2} = 4,211 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}$$

Количество теплоты в единицу времени, воспринятое нагреваемым теплоносителем:

$$Q_2 = M_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2') = 15 \cdot 4,211 \cdot (105 - 80) = 1579,125 \text{ кВт} \quad (1.5.)$$

Методом линейной интерполяции с помощью таблицы П.1.1 [1, с.26] определяется средняя удельная массовая теплоемкость c_{p1} греющего теплоносителя при температуре t_1' .

$$c_{p1} = 4,276 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}$$

Для условия $Q_1 = Q_2$ определяется температура греющего теплоносителя на выходе из теплообменника:

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q_2}{M_1 \cdot c_{p1}} = 135 - \frac{1579,125}{7,40 \cdot 4,276} = 85,1^\circ C \quad (1.6.)$$

Средняя температура греющего теплоносителя:

$$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{135 + 85,1}{2} = 110,05^\circ C \quad (1.7.)$$

По температуре t_1 определяется значение $c_{p1} = 4,233 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}$.

Уточняется количество теплоты, отданное греющим теплоносителем в единицу времени:

$$Q_1 = M_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') = 7,40 \cdot 4,233 \cdot (135 - 85,1) = 1563,077 \text{ кВт} \quad (1.8.)$$

Рассчитывается величина относительной погрешности Δ , которая не должна превышать 3%. Если данное условие не выполняется, требуется

провести пересчет.

$$\Delta = \frac{|Q_1 - Q_2|}{Q_1} \cdot 100\% = \frac{|1563,077 - 1579,125|}{1579,125} \cdot 100 = 1,02\% \quad (1.9.)$$

вариант	$2t, C'$	$2t, C$	$P, \text{МПа}$	$Q, \text{кВт}$	$d_2/d_1, \text{мм}$
1	20	80	0,143	2200	16/14
2	30	90	0,198	2300	16/14
3	35	95	0,143	2400	16/14
4	25	75	0,127	2500	16/14
5	15	65	0,362	2600	16/14
6	20	90	0,143	2700	16/14
7	35	93	0,198	2100	16/14
8	25	95	0,143	2200	16/14
9	15	85	0,127	2300	16/14
10	20	70	0,362	2400	16/14

Практическая работа. №5
«Определение средней разности температур при различных направлениях движения теплоносителя»

Цель работы:

Приобрести практические навыки по расчету средней разности температур при прямотоке и противотоке

Порядок выполнения практической работы:

1. Ознакомится с теоретическими основами
2. Выбрать из таблицы $t_{2н}$ и $t_{2к}$. Номер варианта соответствует порядковому номеру в журнале.
3. Каждый расчет средней разности температур необходимо сопровождать чертежом, выполненным вручную в тетради с подробным решением задачи

Теоретические сведения

Определение среднего температурного напора

Средняя разность температур между паром и нагреваемой жидкостью (температурный напор) определяется как среднелогарифмическое из значений наибольшей и наименьшей разностей температур:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{2,31 \lg \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}},$$

где $\Delta t_{\bar{o}} = t_s - t_{2н}$, град;

$\Delta t_m = t_s - t_{2к}$, град;

t_s - температура пара, °С (см. табл.1).

Если отношение $\Delta t_{\bar{o}} / \Delta t_m \leq 2$, то с достаточной точностью можно пользоваться среднеарифметическим значением:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} + \Delta t_m}{2}.$$

Варианты заданий

№ варианта	m, кг/ч	t _{2н} , °C	t _{2к} , °C	P _{абс} , ат
1	4	5	6	7
01	16 000	25	86	1,4
02	21 000	23	88	1,9
03	19 000	26	84	1,5
04	15 000	30	89	1,8
05	22 000	27	87	1,3
06	20 000	24	90	1,6
07	16 000	28	85	1,7
08	25 000	27	98	1,8
09	27 000	28	95	2,2
10	34 000	23	100	2,6
11	28 000	30	100	2,3
12	23 000	25	102	2,8
13	31 000	26	90	2,0
14	24 000	23	92	1,4
15	28 000	27	97	1,7
16	22 000	18	99	2,1
17	25 000	22	96	1,3
18	31 000	24	90	1,8
19	33 000	21	100	2,0
20	21 000	19	93	1,5
21	26 000	25	95	2,2
22	29 000	28	98	2,4
23	23 000	20	91	1,6
24	30 000	29	102	2,3
25	27 000	26	94	1,9
26	20 000	21	98	2,3
27	37 000	18	97	2,3
28	33 000	26	99	2,7
29	38 000	20	96	2,6
30	34 000	38	100	2,8

Практическая работа №6 «Расчет теплообменного аппарата»

Цель работы:

Приобрести практические навыки по кожухотрубчатого теплообменного аппарата

Порядок выполнения практической работы:

1. Ознакомится с теоретическими основами
2. Выбрать из таблицы 1 данные для расчета теплообменного аппарата. Номер варианта соответствует порядковому номеру в журнале.

Теоретические сведения

Учитывая условия теплообмена и удобство эксплуатации, жидкость необходимо направить по трубам, а пар - в межтрубное пространство. Скорость движения жидкости в трубах должна обеспечить достаточно интенсивный теплообмен и не вызвать сильного возрастания гидравлических соединений. На основании практических данных рекомендуется принять:

- 1) скорость жидкости $\omega = 0,6 \div 0,9$ м/с;
- 2) внутренний диаметр трубы $d_v = 25 \div 40$ мм;
- 3) толщину стенки трубы $\delta_{ст} = 2,5 \div 4$ мм.

Выбор размеров труб производится по табл. 1 приложения.

Число труб в одном ходу

$$n_1 = \frac{1,27 \cdot m}{d_g^2 \cdot \rho} \cdot \frac{1}{\omega}, \quad (1)$$

где m - расход жидкости, кг/с;

d_g - внутренний диаметр трубы, м;

ρ - плотность жидкости, кг/м³;

ω - скорость жидкости, м/с.

Все физические константы нагреваемой жидкости берут из таблиц в приложении, при определяющей температуре $t_{опр}$ (°C)

$$t_{опр} = \frac{t_{2н} + t_{2к}}{2}.$$

Общее число труб в пучке (расчетное)

$$n = n_1 \cdot z_{тр}, \quad (2)$$

где $z_{тр}$ - количество ходов в теплообменнике.

В соответствии с заданной производительностью $z_{тр}$ принимаются 2; 4; 6.

Располагая трубы по периметрам шестиугольников, выбирают из табл. 2 приложения ближайшее значение n и, уточняя n_1 из уравнения (2), пересчитывают скорость движения жидкости по уравнению (1). Скорость жидкости должна быть в пределах $0,6 \div 0,9$ м/с. Если $\omega < 0,6$ м/с или $\omega > 0,9$ м/с, то выбирают новое значение общего числа труб из табл. 2 приложения, уточняют число труб в одном ходу и уточняют скорость.

1. Определение среднего температурного набора

Средняя разность температур между паром и нагреваемой жидкостью (температурный напор) определяется как среднелогарифмическое из значений наибольшей и наименьшей разностей температур:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} - \Delta t_m}{2,31 \lg \frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_m}} = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_m}}, \quad (3)$$

где $\Delta t_{\bar{\theta}} = t_s - t_{2H}$, град;

$\Delta t_m = t_s - t_{2K}$, град;

t_s - температура пара, °С Если отношение $\Delta t_{\bar{\theta}}/\Delta t_m \leq 2$, то с достаточной точностью можно пользоваться среднеарифметическим значением:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} + \Delta t_m}{2}. \quad (4)$$

2. Определение коэффициента теплоотдачи от стенки к нагреваемой жидкости

В целях определения режима движения жидкости в трубах, вычисляется критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_s}{\nu} = \frac{\omega \cdot d_s \cdot \rho}{\mu}, \quad (5)$$

где $d_s = d_e$ - эквивалентный диаметр, м;

ν - кинематическая вязкость, м²/с;

μ - динамическая вязкость, Па·с.

Пересчет динамической вязкости μ , выраженной в сантипуазах (СПЗ), в кинематическую производится по формуле:

$$\nu = \frac{\mu}{1000 \cdot \rho}. \quad (6)$$

Коэффициент теплоотдачи определяется по следующим критериальным уравнениям:

а) для турбулентного режима ($Re > 10\,000$)

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,43}; \quad (7)$$

б) для переходного режима ($Re = 2300 \div 10\,000$)

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}; \quad (8)$$

в) для ламинарного режима ($Re < 2300$)

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1}, \quad (9)$$

где Nu - критерий Нуссельта

$$Nu = \frac{d_s \alpha_2}{\lambda_2}; \quad (10)$$

Pr - критерий Прандтля

$$Pr = \frac{c\mu}{\lambda} = \frac{c\nu\rho}{\lambda}; \quad (11)$$

Gr - критерий Грасгофа

$$Gr = \frac{gd_s^3}{\nu^2} \cdot \Delta t_2 \cdot \beta, \quad (12)$$

где Δt_2 - разность температур стенки и продукта: $\Delta t_2 = t_{cm} - t_{онр}$;

c - удельная теплоемкость, Дж/(кг·°К);

μ - динамическая вязкость, Па·с;

λ - коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°К);

β - коэффициент объемного расширения жидкости.

Температуру стенки рассчитывают как среднеарифметическую величину:

$$t_{cm} = \frac{t_s + t_{конд} + t_{2н} + t_{2к}}{4}. \quad (13)$$

Можно принять $t_{конд} = t_s$ (°С).

Определив критерии Re, Pr, Gr, из критериального уравнения находят значение критерия Nu, а затем вычисляют коэффициент теплоотдачи из формулы:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_6}. \quad (14)$$

3. Определение коэффициента теплоотдачи от пара к стенке α_1

В случае конденсации водяного пара на пучке n вертикальных труб высотой H , диаметром d_n среднее значение коэффициента теплоотдачи (Вт/(м²·°К)) определяют по формуле:

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r}{H \cdot \mu \cdot \Delta t_1}}. \quad (15)$$

В случае конденсации водяного пара на поверхности пучка горизонтальных труб среднее значение коэффициента теплоотдачи (Вт/(м²·°К)) рассчитывают по

формуле:

$$\alpha_1 = 1,28 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r}{d_n \cdot \mu \cdot \Delta t_1}}, \quad (16)$$

где λ - теплопроводность пленки конденсата, Вт/(м·°К);

ρ - плотность конденсата, кг/м³;

r - удельная теплота конденсата, Дж/кг (см. табл. 30 приложения);

μ - динамическая вязкость конденсата, Па·с;

H - рабочая высота вертикальной трубы, м;

Δt - разность температур пара и стенки, °С;

d_n - наружный диаметр труб, м;

ε - коэффициент, зависящий от числа труб в вертикальном ряду (см. табл. 2 приложения).

Все физические константы пленки конденсата (воды) берут из табл. 3 приложения при определяющей температуре пара t_s . Рабочую высоту вертикальной трубы принимают в пределах 2-6 м.

4. Определение коэффициента теплопередачи

Коэффициент теплопередачи (Вт/м²·°К) для труб (цилиндрических стенок), если $d_n/d_b \leq 2$, можно определить по формуле для плоских стенок:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + r_{cm}}, \quad (17)$$

где r_{cm} - термическое сопротивление загрязненной стенки, м²·°К/Вт.

$$r_{cm} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_{загр}}{\lambda_{загр}}, \quad (18)$$

где δ_{cm} , $\delta_{загр}$ - толщина металлической стенки трубы и слоя загрязнения, м ($\delta_{загр}$ принимают 0,5÷1,5 мм);

λ_{cm} , $\lambda_{загр}$ - коэффициенты теплопроводности металлической стенки и слоя загрязнения, Вт/(м·°К)

5. Определение поверхности теплообмена и основных размеров теплообменника

Поверхность теплообмена определяется из уравнения:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (19)$$

где Q - тепловая нагрузка, Вт.

$$Q = m \cdot c \cdot (t_{2к} - t_{2н}), \quad (20)$$

где c - удельная теплоемкость нагреваемой жидкости, Дж/(кг·°К).

Для определения длины труб (м) пользуются соотношением:

$$H(l) = \frac{F}{\pi \cdot d_p \cdot n}, \quad (21)$$

где n - общее количество труб в пучке;

d_p - расчетный диаметр, м.

В качестве расчетного диаметра принимают:

При	$\alpha_1 > \alpha_2$	$d_p = d_{вн}$
При	$\alpha_1 \approx \alpha_2$	$d_p = 0,5(d_{вн} + d_{н})$
При	$\alpha_1 < \alpha_2$	$d_p = d_{н}$

Диаметр кожуха

$$D_k = t(v - 1) + 4d_n, \quad (22)$$

где v - число труб по диагонали шестиугольника (см. табл. 2 приложения);

$t = (1,3 \div 1,4) \cdot d_n$ - шаг труб, м.

6. Расчет изоляции и тепловых потерь в окружающую среду

Толщина изоляционного слоя (м) определяется из уравнения:

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left(\frac{1}{K_n} - \frac{1}{\alpha_n} \right), \quad (23)$$

где $\lambda_{из}$ - коэффициент теплопроводности изоляционного материала, Вт/(м·°К) (см. табл. 22 приложения);

K_n - коэффициент теплопередачи в окружающую среду, Вт/(м²·°К).

$$K_n = \alpha_n \frac{t_{из} - t_{воз}}{t_s - t_{воз}}, \quad (24)$$

где α_n - коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающему воздуху, Вт/(м²·°К)

$$\alpha_n = 9,3 + 0,06 \cdot t_{из}; \quad (25)$$

$t_{из} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ - допустимая температура поверхности изоляции, $^\circ\text{C}$;

$t_{воз} = 15 \div 25 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$.

Потери тепла в окружающую среду (Вт) определяются по формуле:

$$Q_{пот} = K_n \cdot F_n (t_s - t_{воз}), \quad (26)$$

где F_n - наружная поверхность теплообменника, м^2 .

$$F_n \approx \pi D_k H + \pi D_k^2 / 2$$

7. Определение расхода греющего пара (кг/с)

$$D = \frac{Q + Q_{ном}}{i'' - i'}, \quad (27)$$

где i'' , i' - энтальпии пара и конденсата, Дж/кг (берутся из табл. приложения по заданному давлению).

№ варианта	Расположение обменника	Нагреваемая жидкость	m,	$t_{2н}$, $^\circ\text{C}$	$t_{2к}$,	$P_{абс}$,		
1	2	3	4	5	6	7		
01	Вертикальное	Раствор сахара	16 %	16 000	25	86	1,4	
02			16 %	21 000	23	88	1,9	
03			16 %	19 000	26	84	1,5	
04			17 %	15 000	30	89	1,8	
05			17 %	22 000	27	87	1,3	
06			18 %	20 000	24	90	1,6	
07	Горизонтальное		18 %	16 000	28	85	1,7	
08			15 %	25 000	27	98	1,8	
09			10 %	27 000	28	95	2,2	
10			10 %	34 000	23	100	2,6	
11			15 %	28 000	30	100	2,3	
12			20 %	23 000	25	102	2,8	
13	Вертикальн		20 %	31 000	26	90	2,0	
14			Раствор NaCl	10 %	24 000	23	92	1,4
15				10 %	28 000	27	97	1,7
16				15 %	22 000	18	99	2,1
17				20 %	25 000	22	96	1,3
18				20 %	31 000	24	90	1,8
19	25 %			33 000	21	100	2,0	
20	Горизонтально		10 %	21 000	19	93	1,5	
21			10 %	26 000	25	95	2,2	
22			15 %	29 000	28	98	2,4	
23			20 %	23 000	20	91	1,6	
24			20 %	30 000	29	102	2,3	
25			Вертикальное	Сливки	35 %	27 000	26	94
26	35 %				20 000	21	98	2,3
27	35 %				37 000	18	97	2,3
28	35 %				33 000	26	99	2,7
29	35 %				38 000	20	96	2,6
30	35 %				34 000	38	100	2,8

Практическая работа. №7

«Определение удельного расхода греющего пара»

Цель работы:

Приобрести практические навыки по расчету удельного расхода греющего пара

Порядок выполнения практической работы:

1. Ознакомится с теоретическими основами

2. Определить:

А. Количество выпаренной воды.

В. Коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи.

С. Расход греющего пара

Д. Площадь поверхности нагрева

3. Выполнить эскиз выпарного аппарата с естественной циркуляцией раствора, с вынесенной циркуляционной трубой или вынесенной греющей камерой, показав на нем стрелками движения потоков раствора, пара.

Теоретические сведения

1. Определение количества выпаренной воды (кг/с)

$$W = m_n \left(1 - \frac{\theta_n}{\theta_k}\right)$$

2. Определение температуры вторичного и греющего пара

По давлению вторичного пара и греющего пара находят их температуры.

3. Определение температурных потерь

а) Физико-химическая депрессия определяется по формуле Тищенко:

$$\Delta = \eta \cdot \Delta_H,$$

где Δ_H - нормальная депрессия, вычисленная при атмосферном давлении, °С;

η - поправочный коэффициент, зависящий от давления вторичного пара.

Значения Δ_H и η берутся из табл. 23, 24 приложения.

б) Гидростатическая депрессия. Определяется гидростатическое давление (ат) в среднем слое раствора по формуле:

$$\Delta p = 9,81 \cdot 10^{-5} \frac{\rho \cdot l}{2},$$

где ρ - плотность раствора в данном корпусе, кг/м³ (находится из таблиц по концентрации раствора и температуре вторичного пара);

l - длина трубок, м (принимает в пределах 2÷4 м).

Для определения давления в среднем слое раствора к давлению вторичного пара в данном корпусе прибавляется вычисленное гидростатическое давление $P_{cp} = P_{ан} + \Delta p$ (ат).

По табл. для этого давления находится температура кипения воды t' в среднем сечении трубок.

Гидростатическая температурная депрессия определяется как разность температур кипения воды в среднем сечении и на поверхности:

$$\Delta' = t' - t,$$

где t - температура пара (находят из таблиц по давлению вторичного пара).

Вычисленные температуры кипения (°С) складываются:

$$\Sigma \Delta = \Delta + \Delta'.$$

4. Определение температуры кипения раствора (°C)

$$t_{\text{кип}} = t + \Sigma \Delta$$

5. Определение полезной разности температур (°C)

$$\Delta t_{\text{полез}} = T_{\text{г.п.}} - t_{\text{кип}}$$

6. Расчет коэффициентов теплоотдачи

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующего пара к стенке (Вт/м²·°К) рассчитывается по формуле:

$$\alpha_{\text{конд}} = \frac{A_1}{(q \cdot l)^{1/3}},$$

где A_1 - расчетный коэффициент, определяемый по температуре греющего пара из графика;

q - плотность теплового потока, Вт/м²;

l - длина трубок, м.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему раствору (Вт/(м²·°К))

$$\alpha_{\text{кип}} = A_2 \cdot q^{0.6},$$

где A_2 - расчетный коэффициент, зависящий от температуры кипения и концентрации раствора. Для сахарных растворов коэффициент A_2 определяется по графику, представленному на рис. 1, а для остальных - по графику, представленному на рис. 2.

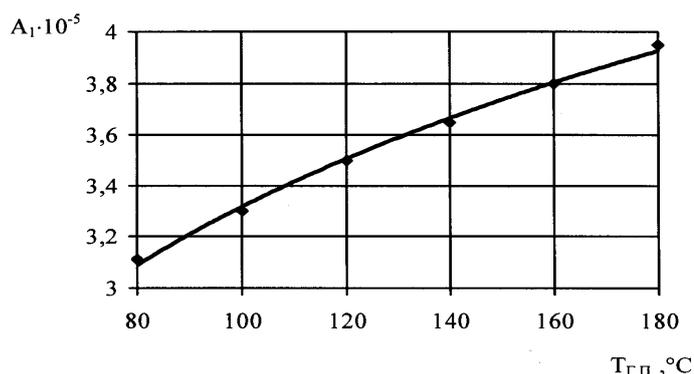


Рис. 1. Значение расчетного коэффициента A_1

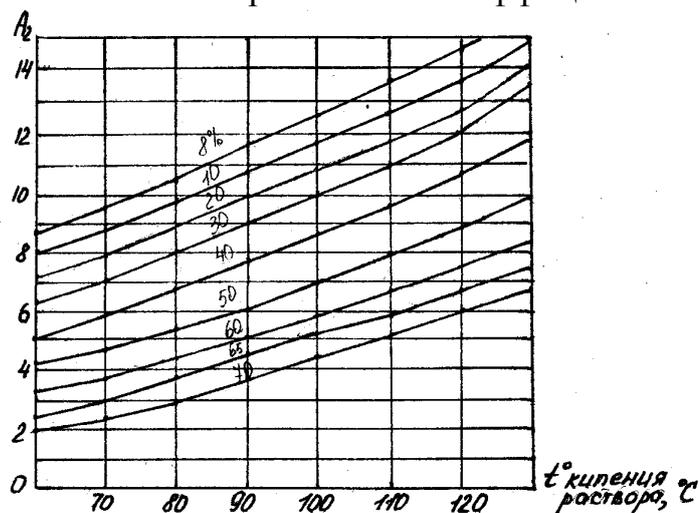


Рис.2. Значения коэффициента A_2 для сахарных растворов

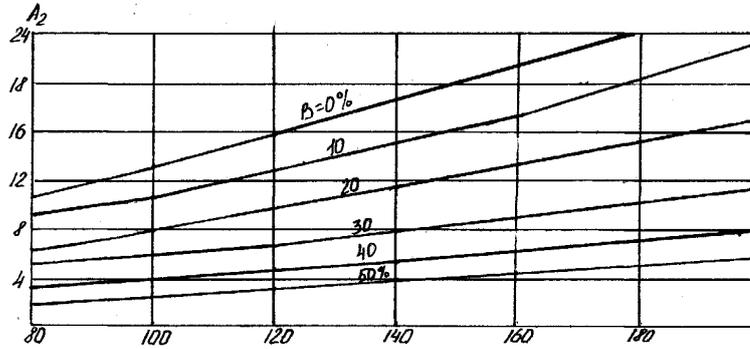


Рис.3. Значения расчетного коэффициента A_2 для растворов солей $t, ^\circ\text{C}$

Так как плотность теплового потока неизвестна, задаются несколькими значениями q (порядка $15\ 000 \div 50\ 000 \text{ Вт/м}^2$), вычисляют $\alpha_{\text{конд}}$ и $\alpha_{\text{кип}}$.

7. Расчет коэффициента теплопередачи

Коэффициент теплопередачи рассчитывают по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{конд}}} + \sum r + \frac{1}{\alpha_{\text{кип}}}},$$

где Σr - сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений на ней, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{К/Вт}$.

$$\sum r = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{загр}}}{\lambda_{\text{загр}}},$$

где $\delta_{\text{ст}}$, $\delta_{\text{загр}}$ - толщина соответственно металлической стенки трубки и слоя загрязнений, м (принимают $\delta_{\text{ст}} = 2 \text{ мм}$, $\delta_{\text{загр}} = 0,5 \div 1,5 \text{ мм}$);

$\lambda_{\text{ст}}$, $\lambda_{\text{загр}}$ - коэффициенты теплопроводности металлической стенки и слоя загрязнений.

По ранее рассчитанным коэффициентам теплоотдачи $\alpha_{\text{конд}}$ и $\alpha_{\text{кип}}$ рассчитывают коэффициент теплопередачи.

Далее определяют температурный напор по формуле:

$$\Delta t = \frac{q}{K'},$$

где q - принятое ранее значение ($15\ 000 \div 50\ 000 \text{ Вт/м}^2$);

K' - рассчитанный при этих значениях коэффициент теплопередачи.

Строится нагрузочная характеристика, представляющая зависимость $q = f(\Delta t)$ (см. рис. 4).

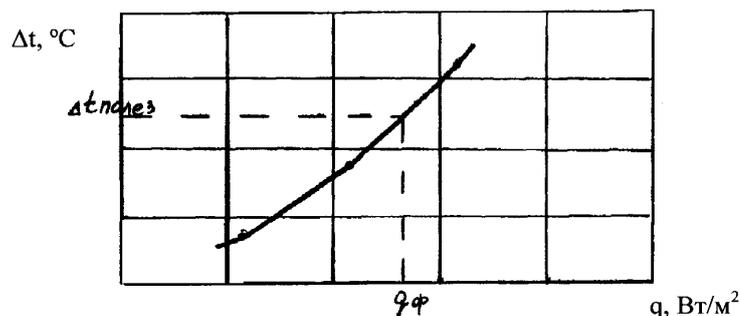


Рис. 4. Нагрузочная характеристика выпарного аппарата

По известной величине полезной разности температур находится фактическое значение удельного теплового потока q_{ϕ} и определяется коэффициент теплопередачи:

$$K_{\text{расч}} = \frac{q_{\phi}}{\Delta t_{\text{полез}}}.$$

8. Определение расхода греющего пара

Расход греющего пара определяют из уравнения теплового баланса:

$$Q = m_{\text{н}} c_{\text{н}} (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) + W r' + Q_{\text{пот}},$$

где $t_{\text{н}}$ - начальная температура исходного раствора, °С (принимается равной 15÷25 °С);

r' - теплота парообразования, Дж/кг (находят по давлению вторичного пара);

$Q_{\text{пот}}$ - потери тепла в окружающую среду, Вт (принять 5-8 % от полезно затрачиваемого тепла: на испарение воды и на нагревание раствора до температуры кипения).

Рассчитав тепловую нагрузку аппарата Q , определяют расход пара (кг/с) по температуре:

$$D = \frac{Q}{r},$$

где r - теплота конденсации греющего пара, Дж/кг.

9. Определение площади поверхности нагрева

Площадь рассчитывают из основного уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{полез}}}.$$

10. Расчет толщины тепловой изоляции

Толщина изоляционного слоя (м) определяется из уравнения:

$$\delta_{\text{уз}} = \lambda_{\text{уз}} \left(\frac{1}{K_{\text{н}}} - \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \right),$$

где $\lambda_{\text{уз}}$ - коэффициент теплопроводности изоляционного материала, Вт/(м·°К);

$K_{\text{н}}$ - коэффициент теплопередачи в окружающую среду, Вт/(м²·°К).

$$K_{\text{н}} = \alpha_{\text{н}} \frac{t_{\text{уз}} - t_{\text{в03}}}{t_{\text{с}} - t_{\text{в03}}},$$

где $\alpha_{\text{н}}$ - коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающему воздуху, Вт/(м²·°К)

$$\alpha_{\text{н}} = 9,3 + 0,06 \cdot t_{\text{уз}};$$

$t_{\text{уз}} = 60$ °С - допустимая температура поверхности изоляции, °С;

$t_{\text{в03}} = 15 \div 25$ °С - температура окружающего воздуха, °С

Варианты заданий

вариант	Растворенное вещество	Кол-во исходного раствора m_n , кг/ч	Начальная концентрация раствора V_n , %	Конечная концентрация раствора b_k , %
10	Сахар	5000	14,0	20,0
1	Сахар	5500	14,5	20,5
2	Сахар	2500	15,0	23,0
3	Сахар	4000	16,0	21,5
4	NaCl	3500	8,5	16,5
5	NaCl	4200	10,0	18,5
6	NaCl	4500	12,0	19,0
7	CaCl ₂	5000	12,5	21,0
8	CaCl ₂	5300	13,5	20,5
9	CaCl ₂	5500	14,0	21,5

Величина	вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_{ABC} , ат	2	3	4	5	6	2	3	4	5	6
P_{AP} , ат	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0