

**Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Казанский национальный исследовательский технологи-
ческий университет»**

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
ПО МАШИНАМ И АППАРАТАМ
ХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ**

Учебное пособие

Казань 2011

Министерство образования и науки России
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Казанский национальный исследовательский
технологический университет»

В.В. Алексеев, С.В. Рачковский, М.А. Закиров,
А.А. Хоменко

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
ПО МАШИНАМ И АППАРАТАМ
ХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ**

Учебное пособие

Казань
КНИТУ
2011

УДК 532: 66.02
ББК 35.11:35.514

Алексеев В.В.

Лабораторный практикум по машинам и аппаратам химических производств: учебное пособие / В.В. Алексеев, С.В. Рачковский, М.А. Закиров, А.А. Хоменко; М-во образ. и науки России, Казан. нац. исслед. технол. ун-т. – Казань: КНИТУ, 2011. – 218 с.

ISBN

В пособии даны теоретические основы гидродинамических процессов, основные конструкции, методы интенсификации и оптимизации аппаратного оформления, описания лабораторных и лабораторно-экспериментальных установок, представлены методики проведения экспериментов и обработки полученных результатов.

Предназначено для студентов специальностей 240801 «Машины и аппараты химических производств» и 130603 «Оборудование нефтегазопереработки» всех форм обучения.

Подготовлено на кафедре «Машины и аппараты химических производств».

Печатается по решению редакционно-издательского совета Казанского национального исследовательского технологического университета

Рецензенты: канд. техн. наук, доц. КНИТУ *Е.Б. Гаврилов*
канд. техн. наук, зав. лаб. ВНИИУС *Б.Н. Матюшко*

ISBN

© Алексеев В.В., Рачковский С.В.,
Закиров М.А., Хоменко А.А., 2011
© Казанский национальный исследовательский
технологический университет, 2011 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
Лабораторная работа 1. Виброизоляция машин.....	9
Лабораторная работа 2. Исследование герметичности уплотнительных устройств.....	29
Лабораторная работа 3. Исследование гидродинамических характеристик кожухотрубных теплообменников.....	44
Лабораторная работа 4. Гидродинамика аппарата с перемешивающим устройством.....	71
Лабораторная работа 5. Монтаж, центровка и испытания центробежной насосной установки.....	88
Лабораторная работа 6. Исследование гидродинамических характеристик абсорбера вихревого типа	114
Лабораторная работа 7. Сравнительная характеристики барботажных контактных устройств.....	141
Лабораторная работа 8. Исследование гидродинамических характеристик контактных прямоточных и прямоточно- вихревых устройств.....	160
Лабораторная работа 9. Монтаж, регулировка и исследование барботажных тарелок.....	176
Лабораторная работа 10. Исследование гидродинамических характеристик насадочной колонны.....	203
Библиографический список.....	223

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплины ДС 01 «Машины и аппараты химических производств» и СД 01 «Оборудование нефтегазопереработки» являются специальными дисциплинами специальностей 240801 и 130603 кафедры МАХП.

Полнота изучения дисциплин специализации и специальных дисциплин студентами кафедры МАХП определяется глубиной и широтой познания таких общепрофессиональных дисциплин, как термодинамика, детали машин, теория машин и механизмов, гидравлика и гидравлические машины, сопротивление материалов, которые необходимы для изучения других специальных дисциплин, таких как химическая технология, процессы и аппараты химической технологии, конструирование и расчет элементов оборудования. А весь образовательный базис технических знаний, в свою очередь, опирается на общие математические и естественно-научные дисциплины – математику, физику, химию и информатику.

Целью изучения профилирующих дисциплин кафедры МАХП является освоение студентами инженерных методов расчета и проектирования технологического и природоохранного оборудования химических, нефтехимических и нефтегазоперерабатывающих производств.

Основными задачами вышеуказанных дисциплин являются: теоретическое изучение технологического оборудования и методов их расчета; проектирование и конструирование оборудования при выполнении курсовых и дипломных проектов; практическое изучение действующего оборудования на различных этапах его функционирования (монтажа, эксплуатации, ремонта и модернизации и т.п.).

Эффективность изучения специальных дисциплин в значительной степени зависит от содержания лабораторного практикума и его практического освоения.

Цель настоящего лабораторного практикума на завершающей стадии практического обучения студентов по специальностям 240801 и 130603 состоит в закреплении и расширении знаний по аппаратному оформлению оборудования, процессам, протекающим в них, и методам их эксплуатации, монтажа и ремонта; приобретении знаний и умений экспериментального исследования, обработке полученных результатов и их сравнению; изучении режимов работы, принципов действия оборудования и измерительных приборов.

В лаборатории по курсу «Машины и аппараты химических производств» осуществляется физическое моделирование гидродинамических процессов на лабораторных установках по показаниям приборов и результатам визуального наблюдения.

Настоящий лабораторный практикум предназначен для подготовки специалиста (инженера-механика), который функционально отвечает за бесперебойную эксплуатацию технологического оборудования, плановые ремонтные, монтажные и пусконаладочные работы. Такими лабораторными работами практикума являются виброизоляция машин, когда необходимо уменьшить инерционные силы движущихся частей машин – насосов, вентиляторов и компрессоров; герметичность уплотнительных устройств, необходимая для обеспечения безопасной работоспособности емкостных аппаратов, реакторов и насосов за счет применения сальниковых или торцовых уплотнений; монтаж, центровка и испытания центробежной насосной установки и другие.

Значительную долю технологического оборудования химических производств составляют насадочные со сплошным и тарельчатые со ступенчатым контактом абсорбционные и ректификационные колонны. Физическое моделирование ситчатых, колпачковых и клапанных тарелок осуществляется в работе 7, где через смотровые окна наблюдаются гидродинамические ре-

жимы на системе «вода–воздух». За счет изменения нагрузок по газу и жидкости создаются режимы провала жидкости на нижнюю тарелку, уноса жидкости на вышележащую и экспериментально определяются рабочие режимы, которые фиксируются по контрольно–измерительным приборам. Выполнение теоретических расчетов позволяет определить энергозатраты на проведение массообменных процессов при физических условиях, близких к нормальным для промышленных колонн.

Интенсификация процессов контактирования массопередачи привела к разработке прямоточных контактных устройств с общим противотоком по колонне и послужила основой для разработки прямоточно-вихревых и прямоточных устройств с соударением газожидкостных потоков. Физическое моделирование прямоточных с соударением и прямоточно-вихревых способов контактирования осуществляется в работе 8 в рамках курса МАХП и «Основ научных исследований. Учебно-исследовательская практика» студентами 5-х курсов дневной и 6-х курсов вечерней и заочной форм обучения. Реализация этих идей в промышленности позволила увеличить как производительность вихревых аппаратов с закрученными потоками, так и эффективность массопередачи.

В работе 9 по монтажу, регулировке и исследованию тарелок моделируются производственные операции по установке вертикальности колонны, горизонтированию тарелок и их герметизации, которые возникают после ремонта или монтажа действующего оборудования. Все работы, а также исследования гидродинамических режимов и экспериментальное определение гидравлического сопротивления проводятся на царге высотой 1 м с укрупненными тарелками диаметром 0,5 м, что наглядно отражает весь комплекс мероприятий, необходимых для обеспечения работоспособности колонн.

После прохождения инструктажа по правилам техники безопасности студенты получают допуск к выполнению лаборатор-

ных работ. Специальные требования по безопасной работе оборудования изложены в инструкциях к действующим лабораторным установкам.

Перед выполнением работы студенты должны изучить теоретическую часть, получить исходные данные и выполнить расчеты, а также ознакомиться с основным оборудованием, приборами и методами экспериментирования. До начала проведения эксперимента должна быть подготовлена таблица для занесения измеряемых величин.

В расчетах некоторых лабораторных работ используются не основные единицы СИ (например, м – единица длины, кг – единица массы и т.п.), а внесистемные СГС, МКГСС или их аналоги. Это связано с тем, что расчетные формулы получены эмпирическим путем и оставлены без их перевода в единицы системы СИ. Поэтому необходимым условием теоретической подготовки к лабораторным работам является знание Международной системы единиц измерения СИ и некоторых допустимых внесистемных и умение пересчета величин из одной размерности в другую по учебному пособию [1].

Необходимым условием получения допуска к выполнению студентами экспериментов на лабораторных установках является их собеседование с преподавателем на предмет знаний по безопасной работе оборудования, специфики применяемых аппаратов и контрольно-измерительных приборов. После положительных ответов на контрольные вопросы, предоставления расчетной части и методики проведения эксперимента студент получает разрешение преподавателя на выполнение работы. *Без разрешения преподавателя студентам запрещается запускать установки и включать приборы!*

Выполнение лабораторных работ осуществляется бригадно (группой студентов) или индивидуально по решению преподавателя и с участием лаборанта кафедры. Все замеченные недостатки (неисправность или поломка приборов, ограждений, отсут-

вие или поломка предохранительных устройств) сообщаются лаборанту или преподавателю, и выполнение работы приостанавливается до их полного устранения.

По окончании работы необходимо отключить установку, убрать за собой рабочее место и сдать её на контроль лаборанту или преподавателю.

Экспериментальная часть работы с результатами опытов предоставляется на просмотр преподавателю. Обработка результатов экспериментов (построение графиков или таблиц) осуществляется ручным способом, либо с помощью программного обеспечения Excel на компьютере.

Оформление отчета о выполненной работе производится в соответствии со стандартами КНИТУ. Содержание отчета и требования к нему представлены в описании каждой лабораторной работы.

Прием отчета является завершающей стадией выполнения лабораторной работы, в которой студент защищает его и отвечает на контрольные вопросы преподавателя, производит анализ расчетных и экспериментальных данных.

Лабораторная работа 1

ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ МАШИН

Цели работы:

1. Ознакомиться с теоретическими основами виброизоляции машин.
2. Изучить конструктивные особенности и работу виброизоляционной установки.
3. Определить основные динамические характеристики системы расчетным путем и экспериментально. Построить графики изменения коэффициента динамичности β и усилия $N_{\max}$ в зависимости от ω/ω_0 с пружинным и комбинированным виброизоляторами.
4. Сравнить экспериментальные значения с расчетными и определить процентное отклонение.

Введение

Эксплуатация центробежных насосов, вентиляторов и компрессоров сопровождается вибрацией оборудования и отдельных его элементов. Колебательные движения механических систем при определенных условиях могут явиться причиной возникновения напряжений в элементах конструкций, что, в свою очередь, приводит к деформации их и, как следствие, к ускоренному износу или разрушению.

Причиной колебаний наиболее часто являются инерционные силы движущихся частей машин, в частности, неуравновешенные центробежные силы вращающихся масс. Эти силы действуют в плоскости, перпендикулярной оси вращения, попеременно во всех направлениях и вызывают колебания, частота которых равна угловой скорости вращения детали (узла), имеющей неуравновешенную массу. Амплитуда этих колебаний зависит от

величины неуравновешенной центробежной силы и отношения угловой скорости вращающейся детали (узла) к частоте собственных колебаний конструкции. В условиях, близких к резонансу, даже небольшая неуравновешенная центробежная сила может вызвать интенсивные и опасные колебания. Одним из наиболее действенных средств борьбы с колебаниями является виброизоляция машин (насосов, вентиляторов, компрессоров, центрифуг и других технических систем).

Основная цель виброизоляции агрегата с динамическими нагрузками заключается в уменьшении колебаний поддерживающей конструкции (колебания самого агрегата в результате виброизоляции уменьшаются, как правило, незначительно).

В настоящее время широко используются следующие виброизоляционные устройства: пружинные, резиновые, опорные виброизоляторы с гидрошарнирами, комбинированные виброизоляторы с гидрошарнирами, демпферы (гидродемпферы).

1. Теоретическая часть

1.1. Колебательные движения машины с неуравновешенным ротором

Рассмотрим работу машины (например, рабочего колеса центробежного насоса или вентилятора) с ротором. Предположим, что машина с таким неуравновешенным ротором (так как достичь его идеальной балансировки практически невозможно) должна быть установлена на основании, колебания которого не желательны.

В процессе вращения ротора возникает центробежная сила F , Н, определяемая по выражению

$$F = m_p \cdot \omega^2 \cdot e, \quad (1)$$

где m_p – неуравновешенная масса ротора, кг; ω – угловая скорость вращения ротора, с^{-1} ; e – эксцентриситет массы ротора, м.

Центробежную силу F можно представить в виде векторной суммы составляющих: вертикальной силы $F_1 = F \cdot \sin(\omega t)$ и горизонтальной – $F_2 = F \cdot \cos(\omega t)$, где t – время, с (рис. 1а).

Рассмотрим вертикальную составляющую F_1 , так как она дает наиболее ясное представление о колебательных движениях установки. Если машина с несбалансированным ротором жестко соединена с фундаментом (рис. 1а), то в течение каждого оборота ротора фундамент будет испытывать действие знакопеременной силы с максимальным значением $\pm F$, что приводит к нежелательным колебаниям фундамента. При постоянной скорости вращения $\omega = \text{const}_1$ и фиксированной неуравновешенной массе ротора $m_p = \text{const}_2$ уменьшить величину этой силы, как видно из формулы (1), можно лишь за счет уменьшения эксцентриситета e , что достигается на балансировочных машинах. Добиться идеальной балансировки ротора, когда эксцентриситет $e = 0$, практически не удастся.

Более выгодным способом уменьшения вибрации машин является ее установка на фундамент через промежуточные упругие элементы – амортизаторы (рис. 1б).

1.2. Колебательные движения машин с пружинным виброизолятором

Составим уравнение движения массы машины M , установленной на n пружинах с коэффициентом упругости каждой k' и находящейся под действием возмущающей силы F_1 (рис. 1б). Коэффициент упругости пружинного виброизолятора (всех пружин) $K = n \cdot k' = \text{const}$.

Предположим, что x – деформация (осадка) пружины. Тогда на машину с массой M будут действовать следующие силы:

- а) сила упругости пружин $F_y = K \cdot x$, Н;
- б) сила инерции машины $F_{\text{и}} = M \cdot d^2x/dt^2$, Н;

в) возмущающая сила – вертикальная составляющая центробежной силы $F_1 = F \cdot \sin(\omega t)$, Н.

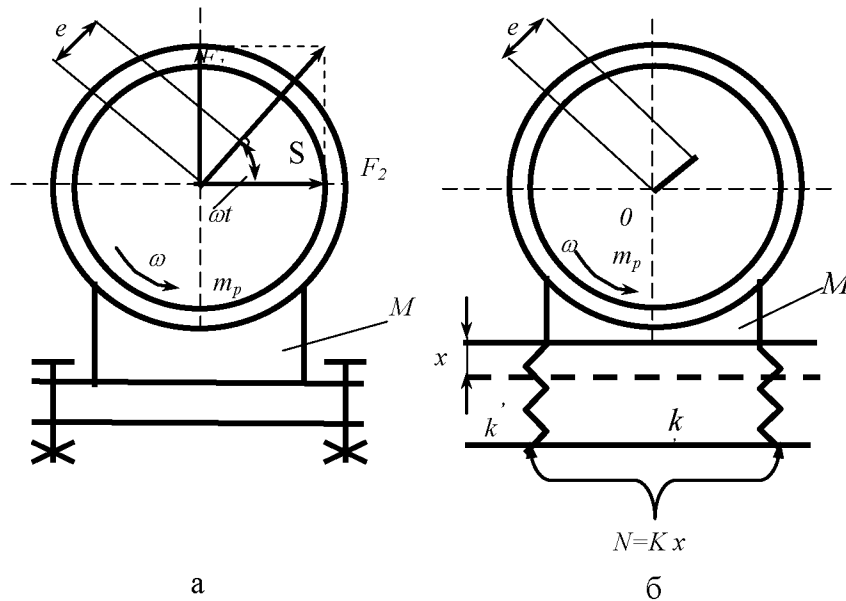


Рис. 1. Деформация пружины

Уравнение движения машины согласно принципу Даламбера будет иметь вид:

$$F_H + F_Y - F_1 = 0 \quad \text{или} \quad M \frac{d^2 x}{dt^2} + Kx - F \sin(\omega t) = 0. \quad (2)$$

Разделив все слагаемые уравнения (2) на массу машины $M \neq 0$ и обозначив $K/M = \omega_0^2$ – квадрат частоты собственных колебаний машины, $F/M = q$ – центробежная сила, приходящаяся на единицу массы машины, получим следующее уравнение:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \omega_0^2 x - q \sin(\omega t) = 0. \quad (3)$$

Решение дифференциального уравнения (3) имеет вид:

$$x = C_1 \sin(\omega_0 t) + C_2 \cos(\omega_0 t) + \frac{q}{(\omega_0^2 - \omega^2)} \sin(\omega t), \quad (4)$$

где C_1 и C_2 – постоянные интегрирования.

Первые два члена в правой части уравнения (4) выражают собственные колебания системы с частотой ω_0 , которые в реальных условиях быстро затухают за счет внутреннего трения в материале пружин и трения системы о воздух.

Анализируя третий член последнего уравнения, приходим к выводу, что при условии стремления угловой скорости вращения ротора ω к частоте собственных колебаний системы ω_0 выражение:

$$\frac{q}{(\omega_0^2 - \omega^2)} \sin(\omega t) \rightarrow \infty.$$

Поэтому практический интерес представляет последний член уравнения (4), характеризующий установившиеся вынужденные колебания системы с частотой ω под воздействием возмущающей силы F_1 :

$$x = \frac{q}{(\omega_0^2 - \omega^2)} \sin(\omega t), \text{ м.} \quad (5)$$

Максимальное отклонение системы от положения равновесия $x_{\max}$ наблюдается при значении $\sin(\omega \cdot t) = \pm 1$ и составляет:

$$|x_{\max}| = \frac{q}{(\omega_0^2 - \omega^2)} = \frac{q}{\omega_0^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)} = \frac{F/M}{K/M \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)} = \left(\frac{F}{K}\right) \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} = x_{\text{ст}} \beta, \quad (6)$$

где $x_{\text{ст}} = F/K$ – деформация всех пружин под действием статически приложенной возмущающей силы, м; $\beta = \left(1 - \omega^2/\omega_0^2\right)^{-1}$ – ко-

ээффициент динамичности или коэффициент нарастания колебаний.

Кроме того, если известны максимальное отклонение системы от положения равновесия $x_{\max}$ и деформация пружины под действием статически возмущающей силы $x_{\text{ст}}$, то коэффициент динамичности β из уравнения (6) примет следующий вид:

$$\beta = x_{\max}/x_{\text{ст}}. \quad (7)$$

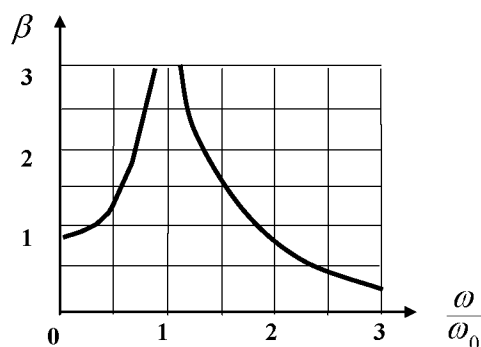


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика

Коэффициент динамичности характеризует не только отношение амплитуд при динамической и статической деформации упругой связи, но и отношение соответствующих максимальных сил и напряжений. Из выражения для β следует, что величина коэффициента динамичности определяется только отноше-

нием частот ω/ω_0 . Кривую соответствующей зависимости называют амплитудно-частотной характеристикой (рис. 2).

Рассмотрение амплитудно-частотной характеристики позволяет установить, что при частоте вынужденных колебаний значительно меньшей частоты собственных колебаний ($\omega \ll \omega_0$), колебания системы происходят в одной фазе с вынуждающей силой, причем амплитуда колебаний близка к деформации упругой связи при ее статическом нагружении силой F ($\beta \approx 1$).

При $\omega > \omega_0$ коэффициент $\beta < 1$, следовательно, колебание системы происходит в противофазе с вынуждающей силой F , причем в пределе при $\omega \rightarrow \infty$ амплитуда $x \rightarrow 0$. Эффект уменьшения

динамической деформации и напряжения объясняется тем, что низкочастотная упругая система «не успевает» реагировать на быстрые изменения возмущающей силы.

Наиболее опасным является случай резонанса, когда угловая скорость вращения ротора ω совпадает с частотой собственных колебаний системы ω_0 , то есть при $\omega = \omega_0$ (рис. 2). При равенстве частот вынужденных и собственных колебаний системы амплитуда вынужденных колебаний стремится к бесконечности ($\beta \rightarrow \infty$). Это явление называют резонансом, а соответствующую частоту вынужденных колебаний – резонансной.

При выполнении инженерных расчетов обычно удовлетворяются проверкой условия отсутствия резонанса или попадания в резонансную область, а также расчетом коэффициента динамичности. По известной величине β определяют напряжения в упругих связях $\sigma = \beta \cdot \sigma_{\text{ст}}$, где $\sigma_{\text{ст}}$ – напряжение в рассматриваемом элементе упругой связи при статическом приложении максимальной вынуждающей силы F . При отношениях ω/ω_0 , соответствующих резонансной области, коэффициент β , амплитуда x и напряжения σ достигают очень больших значений, что ведет к нарушению нормального функционирования машины или даже к разрушению элементов ее упругой системы. В подобных случаях стараются вывести систему из резонансной области. Если частота ω вынужденных колебаний задана, например, условиями выполнения технологического процесса, то тем или иным способом изменяют частоту собственных колебаний системы. Предпочтительно, чтобы при этом отношение ω/ω_0 было больше единицы, так как в подобном случае можно получить коэффициент динамичности $\beta < 1$. Частоту ω_0 рационально уменьшать снижением жесткости упругих связей, что позволяет по крайней мере не увеличивать металлоемкость системы. Такого же эффекта можно добиться введением демпферов.

Определим максимальную величину силы, передаваемой фундаменту машиной. Ввиду того, что в соприкосновении с

фундаментом находятся лишь пружины, единственной передаваемой силой является сила упругости пружин, которая имеет максимальную величину:

$$N_{\max} = K \cdot x_{\max} = K \cdot x_{\text{ст}} \cdot \beta = F \cdot \beta. \quad (8)$$

Из этого уравнения коэффициент динамичности β может быть определен как отношение максимальной силы упругости пружин $N_{\max}$ к максимальной возмущающей силе неуравновешенной массы F :

$$\beta = N_{\max}/F. \quad (9)$$

Для уменьшения силы, передаваемой на опорную поверхность, необходимо, чтобы частота собственных колебаний машины ω_0 была мала по сравнению с частотой вынужденных колебаний системы ω . Теоретически в идеальном случае сила, передаваемая на опорную поверхность, должна быть равной нулю, практически – необходимо сделать её достаточно малой. Решение этой задачи возможно двумя способами.

Первый способ позволит добиться этого путем подбора коэффициента упругости пружины k' , Н/м, который рассчитывается по выражению

$$k' = \frac{Gd^4}{64ZR^3}, \quad (10)$$

где G – модуль сдвига материала пружины, Па; d – диаметр сечения витка, м; Z – число витков пружины; R – средний радиус пружины, м.

Второй способ уменьшения частоты собственных колебаний машины ω_0 по сравнению с частотой изменения ω состоит в искусственном увеличении колеблющейся массы M путем установления ее на дополнительную тяжелую промежуточную плиту массой M_1 (установка массивного фундамента). Этот способ нашел более широкое применение при монтаже насосных, компрессорных и вентиляторных установок в промышленности.

1.3. Колебательные движения машины с комбинированным виброизолятором

Рассмотренный ранее случай колебаний машины практически применим лишь для амортизаторов в виде пружин. На рис. 3 схематично представлена машина, оснащенная комбинированным виброизолятором в виде пружин и гидродемпфера. Для описания колебательного движения такой машины может быть использовано уравнение (2).

Рассмотрим, как передаются усилия на основание машины в случае, если одномассовая система подвержена воздействию вынуждающей силы F , изменяющейся по гармоническому закону. Примем, что колеблющаяся система имеет виброизоляцию, состоящую из упругой связи с жесткостью K и демпфера вязкого трения с коэффициентом сопротивления α .

Силу сопротивления колебаниям гидродемпфера F_q , Н, считают пропорциональной скорости перемещения dx/dt и выражают в виде:

$$F_q = f \frac{dx}{dt}, \quad (11)$$

где f – коэффициент пропорциональности, постоянный для данной конструкции гидродемпфера, кг/с; dx/dt – скорость перемещения гидродемпфера, м/с.

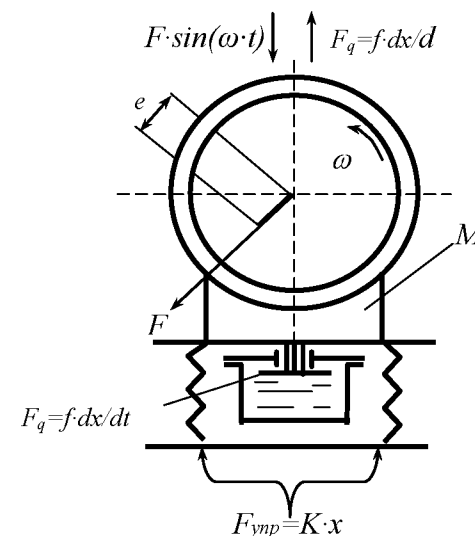


Рис. 3. Схема машины с комбинированным виброизолятором

Уравнение движения системы запишется в виде

$$F_u + F_q + F_y - F_l = 0 \quad \text{или}$$

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + f \frac{dx}{dt} + K x - F \sin(\omega t) = 0. \quad (12)$$

Производя преобразования этого уравнения, аналогичные преобразованиям уравнения (2), получим

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\alpha \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x - q \sin(\omega t) = 0, \quad (13)$$

где $f/M = 2\alpha$ – частота перемещения гидродемпфера на единицу массы машины, c^{-1} ; $K/M = \omega_0^2$ – квадрат частоты собственных колебаний машины, c^{-2} ; $F/M = q$ – центробежная сила, отнесенная к единице массы машины (ускорение), m/c^2 .

Анализируя работу машины с пружинным амортизатором и гидродемпфером, можно видеть, что колебания передаются на фундамент не только через упругие пружины, но и через гидродемпфер. Коэффициент динамичности β зависит не только от относительной угловой скорости вращения неуравновешенного ротора ω/ω_0 , но и от характеристики гидродемпфера $2\alpha/\omega_0$, называемой фактором затухания (характеризует отношение частоты перемещения гидродемпфера к собственной частоте колебаний машины).

Коэффициент динамичности для рассматриваемого случая

$$\beta = \left[(1 - \omega^2/\omega_0^2)^2 + 4\omega^2\alpha^2/\omega_0^4 \right]^{0.5} \quad (14)$$

и при резонансе принимает конечное значение

$$\beta = \omega_0/2\alpha. \quad (15)$$

Соответствующие вынужденные колебания описываются выражением:

$$x = x_{cm} \beta \sin(\omega t - \gamma), \quad (16)$$

где $\gamma = \arctg [2\omega\alpha/(\omega_0^2 - \omega^2)]$.

В рассматриваемом случае влияние вязких сил сопротивления проявляется лишь в резонансной области в интервале $0,75 \leq \omega/\omega_0 \leq 1,25$. Максимальные значения динамического коэффициента β мало отличаются от резонансных значений, определяемых выражением (15).

Из уравнения (16) следует, что перемещения массы происходят с частотой, соответствующей изменению вынуждающей силы, но отстают от нее по фазе на угол γ . При малых частотах ω этот угол невелик, при резонансе равен $\pi/2$, а при очень высоких частотах ω вынужденных колебаний близок к π .

Отношение амплитуд передаваемой на основание силы N и вынуждающей силы F называют коэффициентом передачи силы на основание

$$\beta_n = \frac{\sqrt{1 + 4\omega^2\alpha^2/\omega_0^4}}{\sqrt{(1 - \omega^2/\omega_0^2)^2 + 4\omega^2\alpha^2/\omega_0^4}}. \quad (17)$$

В частном случае, при отсутствии вязкого трения ($2\alpha/\omega_0 = 0$) $\beta_n = 1/|1 - \omega^2/\omega_0^2| = \beta$, то есть коэффициент передачи силы численно равен коэффициенту динамичности.

При резонансе

$$\beta_n = \sqrt{\frac{1 + (2\alpha/\omega_0)^2}{(2\alpha/\omega_0)^2}}. \quad (18)$$

В табл. 1 представлены значения β_n при значениях коэффициента демпфирования $2\alpha/\omega_0$, изменяющихся от 0,1 до 1,0. Чем больше коэффициент демпфирования, тем меньше коэффициент передачи силы β_n , а следовательно, и сила $N_{\max} = \beta_n \cdot F$, передаваемая на фундамент в области резонанса.

Таблица 1

Коэффициент демпфирования в области резонанса

$2\alpha/\omega_0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
β_n	~31,6	~5,1	~3,5	2,69	2,24	1,94	1,74	1,58	1,49	1,41

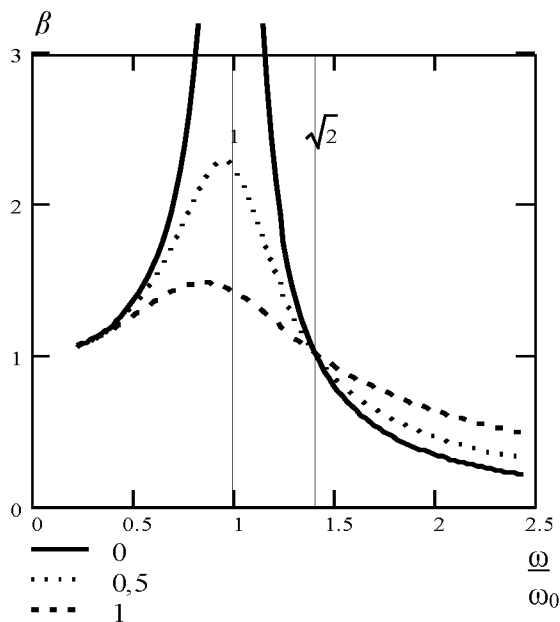


Рис. 4. График зависимости $\beta_n = f(\omega/\omega_0)$

Анализ зависимости $\beta_n = f(\omega/\omega_0)$ позволяет установить, что использование демпферов вязкого трения эффективно для гашения колебаний лишь в резонансной области – при $\omega \leq \omega_0$.

В зарезонансной области при $\omega/\omega_0 > \sqrt{2}$ применение демпфера вязкого трения нерационально, так как при больших $2\alpha/\omega_0$ коэффициент передачи силы при заданном отношении ω/ω_0 больше, чем при отсутствии демпфера. Однако при решении вопроса о применении демпфера вязкого трения следует помнить, что последний позволяет значительно уменьшить резонансные перемещения и силы. По этой причине для машин, работающих в зарезонансной зоне, иногда используют виброи-

На рис. 4 показана зависимость коэффициента передачи силы β_n от отношения ω/ω_0 при различных значениях коэффициента демпфирования $2\alpha/\omega_0$.

В случаях, когда систему виброизоляции, подобную рассмотренной, используют для защиты машины или прибора от колебаний, передаваемых через основание, выражение (17) характеризует отношение ускорения защищаемого объекта к ускорению основания.

золяцию с самоотключающимися демпферами, которые действуют только в резонансной зоне.

2. Расчетная часть

2.1. Исходные данные к расчету

Масса подвижной плиты с электродвигателем без дополнительных грузов $M = 58$ кг. Масса подвижной плиты с электродвигателем и дополнительным грузом $M_1 = 12$ кг равна сумме $M + M_1 = 70$ кг. Модуль сдвига для стали $G = 8,2 \cdot 10^4$ МПа. Средний радиус пружины $R = 1,8 \cdot 10^{-2}$ м. Диаметр сечения витка $d = 0,6 \cdot 10^{-2}$ м. Число витков пружины $Z = 9$. Количество пружин $m = 4$.

2.2. Данные к расчету, задаваемые преподавателем

Шаг Δn числа оборотов диска $n = 250 \div 700$ об/мин с неуравновешенной массой m_p задается из расчета $\Delta n = 10 \div 50$ об/мин. Неуравновешенная масса ротора m_p (в г), выбирается из возможностей лабораторной установки из следующего ряда: 20, 39 (заменить при модернизации на 40), 60, 80, 100.

Изменяемый эксцентриситет массы ротора e , мм, принимается из ряда 35, 47, 60, 72, 85.

Коэффициент демпфирования $2\alpha/\omega_0$ выбирается из табл. 1.

2.3. Методика выполнения расчета

2.3.1. Расчет колебательных движений машины с пружинным виброизолятором.

2.3.1.1. Рассчитать собственную частоту колебаний системы ω_0 с учетом массы установки M и жесткости пружин K :

а) вычислить коэффициент упругости одной пружины k' по уравнению (10);

б) определить коэффициент упругости пружинного виброизолятора K ;

в) найти собственную частоту колебаний машины ω_0 из уравнения (2).

2.3.1.2. Вычислить частоту вынужденных колебаний машины ω по уравнению $\omega = \pi \cdot n / 30$, где $\pi = 3,14$.

2.3.1.3. Рассчитать относительную частоту вынужденных колебаний машины ω / ω_0 с шагом Δn , заданным преподавателем.

2.3.1.4. Вычислить центробежную силу F от заданной неуравновешенной массы m_p и заданного эксцентриситета e по уравнению (1).

2.3.1.5. Рассчитать деформацию пружины $x_{ст}$ под действием статически приложенной возмущающей силы F из уравнения (6).

2.3.1.6. Вычислить коэффициент динамичности машины β по уравнению (6).

2.3.1.7. Найти максимальные отклонения системы от положения равновесия x_{max} из уравнения (6).

2.3.1.8. Определить усилия N_{max} , передаваемые на рабочий стол, по уравнению (8).

2.3.1.9. Необходимые результаты расчета занести в табл. 2.

2.3.1.10. Построить график зависимости коэффициента динамичности машины β от относительной частоты вынужденных колебаний ω / ω_0 , то есть $\beta = f_1(\omega / \omega_0)$.

2.3.1.11. Построить график зависимости усилий N_{max} , передаваемых на рабочий стол в зависимости от относительной частоты вынужденных колебаний машины ω / ω_0 , то есть $N_{max} = f_2(\omega / \omega_0)$.

2.3.2. Расчет колебательных движений машины с комбинированным виброизолятором.

Предполагая, что деформация пружин $x_{ст}$ под действием статически приложенной возмущающей силы F остается такой же, находят коэффициент динамичности β , максимальные от-

клонения x_{max} системы от положения равновесия и усилия N_{max} , передаваемые на рабочий стол, по следующему алгоритму.

2.3.2.1. Рассчитать коэффициент динамичности машины β для заданного преподавателем коэффициента демпфирования $2 \cdot \alpha / \omega_0$ по уравнению (14).

2.3.2.2. Вычислить максимальные отклонения системы x_{max} от положения равновесия по уравнению (6).

2.3.2.3. Определить усилия N_{max} , передаваемые на рабочий стол, по уравнению (8).

2.3.2.4. Необходимые результаты расчета занести в табл. 2.

2.3.2.5. Построить график зависимости коэффициента динамичности машины β от относительной частоты вынужденных колебаний ω / ω_0 , то есть $\beta = f_3(\omega / \omega_0)$.

2.3.2.6. Построить график зависимости усилий N_{max} , передаваемых на рабочий стол, в зависимости от относительной частоты вынужденных колебаний машины ω / ω_0 , то есть $N_{max} = f_4(\omega / \omega_0)$.

2.3.2.7. Сравнить графики динамичности $\beta = f_1(\omega / \omega_0)$ и $\beta = f_3(\omega / \omega_0)$ между собой и сделать выводы о влиянии гидродемпфера.

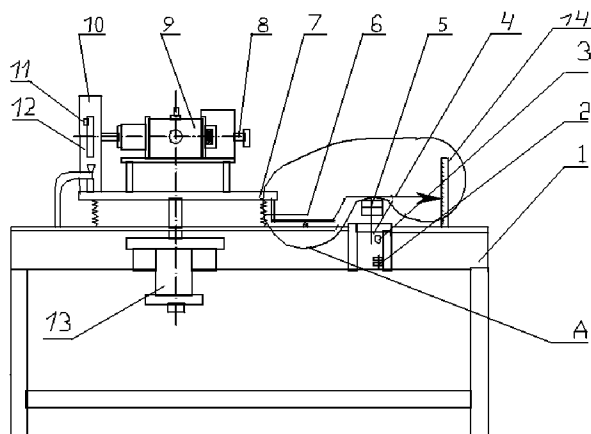
2.3.2.8. Сравнить между собой графики зависимости усилий N_{max} , передаваемых на рабочий стол ($N_{max} = f_2(\omega / \omega_0)$ и $N_{max} = f_4(\omega / \omega_0)$) и сделать выводы о влиянии гидродемпфера.

3. Экспериментальная часть

3.1. Описание лабораторной установки

Лабораторная установка (стенд) по изучению виброизоляции машин, схематично изображенная на рис. 5, состоит из рабочего стола 1, на котором помещен электродвигатель постоянного тока ПН-5 (9) с установленным на его валу шкивом 12, являющимся частью ротора. Для создания возмущающей гармонической силы F на шкиве установлена несбалансированная масса

11, имеющая эксцентриситет (лабораторная установка имеет различные наборы несбалансированных масс m_p и эксцентриситетов – радиусов их размещения на шкиве).



А (увеличено)

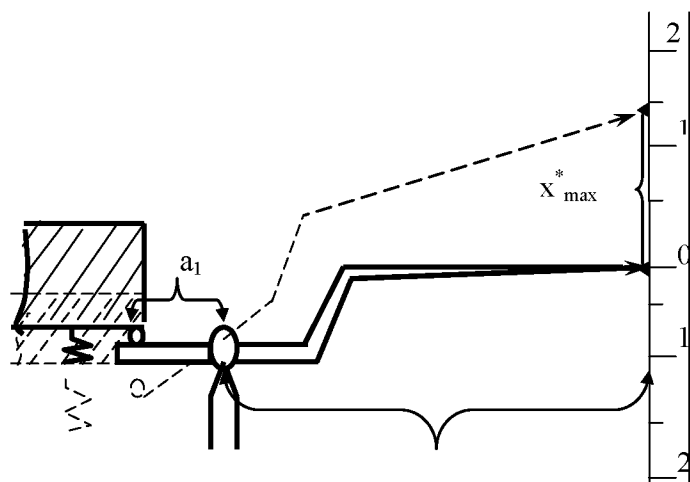


Рис. 5. Лабораторная установка (стенд) по изучению виброизоляции машин

Число оборотов двигателя регулируется с помощью ЛАТРа 5, измерение чисел оборотов n осуществляется тахометром 3, имеющим датчик 8. Подвижная плита 7 с электродвигателем массы M установлена на четырех пружинах 6. На линии центра тяжести системы имеется гидравлический демпфер 13.

В целях безопасности работы установки шкив имеет кожух 10, который блокирован с помощью конечного выключателя с пускателем электродвигателя. С открытым кожухом электродвигатель при нажатии кнопки «Пуск» не запускается, а на пульте управления 4 загорается красная лампочка 2 «Блокировка». Отсчет величин прогиба опорных пружин осуществляется по шкале 14, относительно которой вертикально перемещается стрелка, закрепленная на плите электродвигателя.

3.2. Методика проведения эксперимента

3.2.1. Выполнить расчетную часть работы.

3.2.2. Изучить схему лабораторной установки и требования инструкции техники безопасности на рабочем месте.

3.2.3. Установить несбалансированную массу m_p 11 с расчетным эксцентриситетом e на шкиве 12 (рис. 5) и закрыть кожух 10.

3.2.4. Перед началом эксперимента проверить:

- рабочее место;
- исправность заземления и электроизоляции проводов;
- крепление узлов и деталей установки.

3.2.5. По решению преподавателя нажатием кнопки «Пуск» подать напряжение на электродвигатель (при этом на пульте загорается зеленая сигнальная лампочка).

3.2.6. С помощью ЛАТРа вывести электродвигатель на расчетное число оборотов n и снять показания по максимальному отклонению стрелки $x_{\max}^*$ на шкале 14 от положения равновесия.

Таблица 2

3.2.7. Повторить эти процедуры (см. пункт 3.2.6) для других чисел оборотов n от 250 до 700 об/мин с шагом Δn .

3.2.8. Остановить электродвигатель, для чего ручку ЛАТРа вывести в крайнее левое положение и нажать кнопку «Стоп».

3.2.9. К машине с пружинным амортизатором (рис. 5) подсоединить гидродемпфер и повторить пункты 3.2.5-3.2.8 для расчетной характеристики коэффициента демпфирования $2\alpha/\omega_0$ гидродемпфера.

3.2.10. Привести в порядок рабочее место.

3.2.11. Вычислить значения максимального отклонения системы $x_{\max}$ от положения равновесия (рис. 5) по выражению:

$$x_{\max} = x_{\max}^* \cdot a_1/a_2, \quad (19)$$

где a_1 и a_2 в мм определяются непосредственными замерами левого и правого плеча прибора.

3.2.12. Вычислить коэффициент динамичности β по экспериментальным значениям $x_{\max}$ из выражения $\beta = x_{\max}/x_{\text{ст}}$.

3.2.13. Вычислить максимальное усилие $N_{\max}$ по экспериментальным значениям β из выражения $N_{\max} = \beta \cdot F$.

3.2.14. Результаты экспериментальных значений максимального отклонения системы $x_{\max}$, коэффициента динамичности β и максимальных усилий $N_{\max}$ занести в табл. 2.

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Расчетные формулы для виброизоляции с пружинным амортизатором и гидродемпфером с иллюстрациями к ним.
2. Описание лабораторной установки, расчеты виброизоляции и методику проведения эксперимента.
3. Таблицу результатов расчетов и измерений (см. табл. 2).
4. Графики зависимости β и $N_{\max}$ от ω/ω_0 .
5. Процентные отклонения расчетных и экспериментальных значений коэффициентов β и $N_{\max}$.
6. Выводы по работе.

N п/п n, об/мин	Расчеты							Эксперименты		
	ω , сек ⁻¹	ω/ω_0	F, Н	$x_{\text{ст}}$, мм	β	$x_{\max}$, мм	$N_{\max}$, Н	$x_{\max}$, мм	β	$N_{\max}$, Н
с пружинным виброизолятором										
1	250									
·	...									
·	...									
·	700									
с комбинированным виброизолятором										
1	250									
·	...									
·	...									
·	700									

Контрольные вопросы

1. Вибрация оборудования. Причины их возникновения и способы устранения.
2. Приведите примеры виброизоляционных устройств. Какие из них применяются в лабораторной работе?
3. Как определить частоту собственных колебаний системы?
4. От каких факторов зависит коэффициент динамичности β ?
5. Причина возникновения центробежной силы в рабочих колесах насосов и вентиляторов?
6. От каких параметров зависит коэффициент упругости пружины k ?
7. Какие силы действуют при колебательных движениях машины с пружинным виброизолятором?
8. Как изменяется коэффициент динамичности β от характеристики гидродемпфера $2\alpha/\omega_0$?
9. От каких факторов зависит максимальная величина силы, передаваемая фундаменту машиной?

10. Какие факторы влияют на жесткость пружины?
11. Из каких основных элементов состоит лабораторная установка?
12. Каковы основные правила техники безопасности при выполнении данной лабораторной работы?
13. Как проводится сравнение расчетных и экспериментальных значений коэффициентов β и $N_{\max}$?

Лабораторная работа 2

ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕРМЕТИЧНОСТИ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Цели работы:

1. Рассчитать величину утечки жидкости через сальниковое и торцовое уплотнения при заданных значениях оборотов вала и давлений рабочей жидкости.
2. Экспериментально определить величину утечки через эти уплотнения для заданных значений оборотов и давлений рабочей жидкости.
3. Сравнить экспериментальные значения с расчетными, определить процентное отклонение. Провести сравнение исследуемых типов уплотнений.

Введение

Уплотнительные устройства (уплотнения) применяют в подвижных и неподвижных соединениях конструкций для разделения сред с различными физическими свойствами и (или) параметрами [2].

Условия их эксплуатации весьма разнообразны, поскольку трудно назвать область техники, в которой не возникало бы проблем герметизации. Часто именно уплотнения определяют качественные показатели машин, а также допустимые области их применения. Неверный выбор уплотнений или их низкое качество и неправильная эксплуатация могут привести к отклонениям показателей работы машин, снижению их надежности, большим экономическим потерям. Уплотнения, как правило, просты по эксплуатации и имеют малые габариты, но при этом выполняют исключительно ответственные функции. В ряде случаев с помощью простых уплотнительных устройств невозможно достаточно эффективно решить задачу герметизации, поэтому на особо ответственных объектах (например, энергетических установках, аппаратах химических производств) применяют сложные

уплотнительные комплексы, которые, кроме уплотнений основного назначения, включают различные системы (обеспечивающие, аварийные дублирующие).

При разделении нескольких сред в машинах, аппаратах и других объектах возникает проблема герметизации соединений. Применение неразъемных соединений, получаемых запрессовкой, пайкой, сваркой, часто бывает недопустимо по условиям эксплуатации. В подвижных соединениях кинематических пар и разъемных подвижных соединениях герметизация может быть достигнута только в результате применения специальных уплотнительных устройств или особо точных методов механической обработки.

Уплотнительные устройства применяют буквально во всех отраслях техники, поэтому номенклатура уплотнений исключительно широка, а требования и условия эксплуатации – разнообразны. Их изготавливают многие машиностроительные предприятия, в том числе и специализированные. В настоящее время развилась новая отрасль техники – уплотнительная техника [3].

1. Теоретическая часть

1.1. Уплотнения с сальниковой набивкой (радиальные сальниковые уплотнения)

Наиболее широкое распространение получили давно известные и простые по конструкции уплотнения с мягкой сальниковой набивкой – сальниковые уплотнения (рис. 1). Такое уплотнение состоит из уплотнителя – пакета сальниковой набивки 1; корпуса 2, служащего для размещения колец набивки; крышки 3, предназначенной для периодического поджатия пакета набивки к вращающемуся валу, движущемуся плунжеру, штоку или шпинделю 4.

В результате поджатия сальниковой набивки к движущейся детали между ними создаются контактные напряжения, обеспечивающие малый зазор и определенную герметичность контакта. Тем самым ограничиваются утечки рабочей жидкости, находя-

щейся под избыточным давлением P , через уплотнение в окружающую среду.

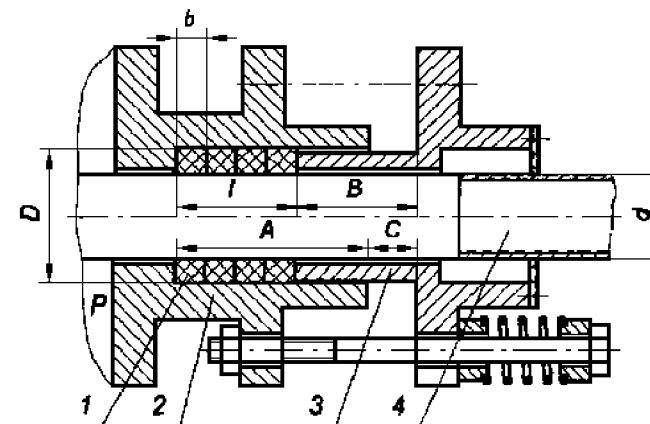


Рис. 1. Сальниковое уплотнение

Сальниковые уплотнения работают в следующих средах: воде, водяном паре, нефтепродуктах, газах, кислотах, щелочах, растворителях, маслах, жирах и других веществах, в широком диапазоне давлений, температур и скоростей скольжения.

Большинство выпускаемых мягких сальниковых набивок состоит из волокнистой сплетенной основы, пропитанной смазочным материалом с добавлением антифрикционных веществ (графита, талька и др.).

Кроме свойств самой набивки, на механизм герметизации сальникового уплотнения влияет множество других факторов: характер движения детали (вращательное, возвратно-поступательное); скорость движения; материал детали; физико-химические свойства рабочей среды; допускаемые утечки и др. При давлении рабочей среды более 1,0 МПа напряжения в пакете набивки, возникающие от действия давления, превышают напряжения, создаваемые подтяжкой набивки.

Со стороны высокого давления между набивкой и валом создается щель. В этой зоне падение давления жидкости незначительно. Основная часть перепада давлений приходится на последние кольца набивки со стороны низкого давления.

В связи с этим с повышением давления жидкости следует выбирать более жесткую набивку и ограничивать число колец набивки.

При вращательном движении валов утечки через уплотнения, работающие в воде с перепадом давлений менее 1 МПа, составляют 0,1–10 дм³/ч, а при больших диаметрах валов (около 0,5 м) они могут достигать 100 дм³/ч и более.

Утечки жидкости Q , дм³/ч через сальниковое уплотнение при вращательном движении (для валов) рекомендуется оценивать по формуле:

$$Q = \frac{9 \cdot 10^{-3} \cdot d \cdot P}{\mu \cdot l}, \quad (1)$$

где d – диаметр вала, мм; P – перепад давлений, МПа; μ – динамическая вязкость среды, Па·с; l – длина сальниковой набивки в поджатом состоянии, мм.

Высота набивки:

$$h = \frac{(D - d)}{2} = (1,4 \dots 2,5) \cdot \sqrt{d}, \quad (2)$$

где D , d – наружный и внутренний диаметры. Длина набивки $l = (5 \div 10)h$. Устройства, предназначенные для удержания газов, должны иметь большие значения l .

Усилие затяжки сальника, необходимое для предотвращения утечки рабочей жидкости, при заданном давлении приближённо можно определить исходя из предположения об абсолютной пластичности набивки. В этом случае радиальное давление сальника равно осевому давлению на сальник. Требуемое давление со стороны торцевых крышек:

$$P_0 = P \cdot e^{2 \cdot f \cdot \frac{l}{h}}, \quad (3)$$

где P – давление жидкости, МПа; $f = 0,07 \div 0,12$ – коэффициент трения сальника для войлочных, пеньковых пропитанных, асбестовых пропитанных и хлопчатобумажных сухих набивок; l , h – размеры набивки, мм. Требуемое усилие затяжки F , МН или подпружинивания на все пружины сальника:

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot P_0, \quad (4)$$

где D , d – наружный и внутренний диаметры набивок, м. Усилие затяжки, приходящееся на одну пружину, $F' = F/4$, создаётся путём равномерного поджатия каждой пружины на величину H , соответствующую требуемому значению F' (рис. 2): $F' = 3,571H$, кгс; $H = F'/3,571$.

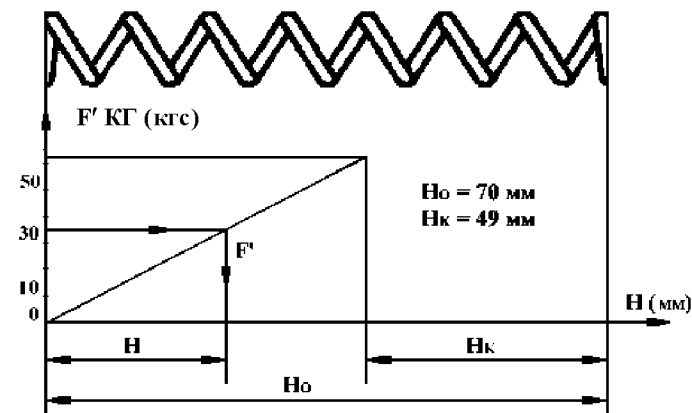


Рис. 2. Расчетная схема пружины

1.2. Торцевые уплотнения

Торцевые уплотнения (ТУ) являются наиболее совершенными уплотняющими устройствами вращающихся валов [4]. Они получили широкое распространение благодаря ряду положительных свойств:

- в период нормальной работы не требуют обслуживания;

- работают с малой утечкой рабочей жидкости;
- гарантирована долговечность работы при правильно выбранном ТУ;

– удовлетворительно работают в предельно тяжелых условиях: при давлении от 10 мм рт. ст. до 45 МПа, температуре от -200 до $+450^{\circ}\text{C}$ и выше, и при охлаждении; скорости скольжения в парах трения от 0 до 100 м/с; агрессивности и абразивности сред.

В любом торцевом уплотнении можно выделить семь конструктивных элементов (рис. 3).

Пара трения состоит из двух уплотнительных колец, прилегающих одно к другому по плоскому торцу, причём одно из них (кольцо 6) зафиксировано в корпусе и герметизировано уплотнительным элементом 7, а другое (кольцо 4), имеющее свободу угловых и осевых перемещений, установлено в упругом элементе 1.

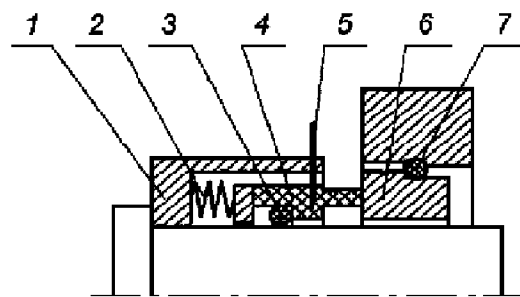


Рис. 3. Торцевое уплотнение

В упругий элемент входят пружины 2, поджимающие рабочие элементы 4 и 6, вторичный уплотнительный элемент 3 и поводковая система 5, служащая для передачи момента трения с уплотнительного кольца.

По расположению в агрегате торцевые уплотнения делятся на наружные (рис. 3) и внутренние (рис. 4), а по соотношению давлений – на неразгруженные и разгруженные.

У разгруженных уплотнений на запирающих поверхностях устанавливается соотношение давлений $P'/P < 1$, у неразгруженных уплотнений – $P'/P \geq 1$, где P' – среднее контактное давление на запирающих поверхностях от усилий поджатия без учета про-

тиводавления в масляной пленке, P – давление запираемой жидкости.

Неразгруженные уплотнения обеспечивают более надёжную герметизацию, но они быстрее нагреваются и выходят из строя.

Для торцевых уплотнений целесообразно применять пары материалов, имеющих возможно меньший коэффициент трения, лучшую теплопроводность и наиболее высокие допускаемые удельные давления. Обычно для уплотнительных вращающихся колец используются латунь, бронза, текстолит, чугун, графит, керамика, а для опорных колец берутся твёрдые материалы за исключением керамики, для которой принимается менее твёрдое кольцо.

Во избежание врезания уплотняющих колец друг в друга твёрдое кольцо пары трения имеет большую торцевую поверхность.

В качестве примера на установке смонтировано внутреннее неразгруженное торцевое уплотнение (рис. 4).

Скорость утечки через торцевое уплотнение зависит от режима трения в паре, перепада давления, распределения давления и температуры в зазоре, шероховатости рабочих поверхностей и материала колец пары, рода уплотняемой жидкости, отклонения от плоскостности и т. д.

При полужидкостном режиме трения в зазоре пары утечку нельзя оценивать по формулам для движения вязкой жидкости. Лишь в некоторых случаях, когда режим течения близок к жидкостному, а зазор в паре достаточно велик (несколько микрон), можно приближенно подсчитать утечку по формулам для ламинарного течения жидкости в зазоре пары.

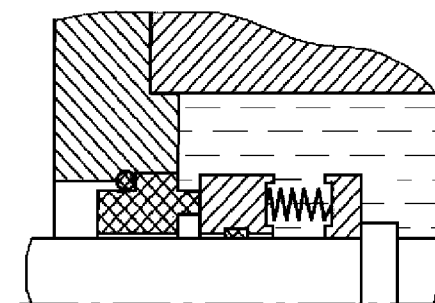


Рис. 4. Торцевое уплотнение неразгруженного типа

Пренебрегая изменением вязкости жидкости в паре трения, вращением жидкости и изменением кривизны колец пары, получаем обычную формулу для расхода жидкости Q , м³/ч через щель с параллельными стенками

$$Q = - \frac{\pi \cdot 10^6 \cdot h^3 \cdot r_1 \cdot P}{6 \cdot \mu \cdot (r_1 - r_2)}, \quad (5)$$

где h – коэффициент, связанный с зазором в паре трения, м; r_1 и r_2 – внутренний и наружный радиусы пары, м; P – запираемое давление, МПа; μ – вязкость жидкости в паре, Па·с; знак (–) показывает, что течение направлено к оси пары трения.

Коэффициент h , мкм определяется по выражению

$$h = 14,0 + 5,4 \cdot 10^{-3} n, \quad (6)$$

где n – число оборотов вала, об/мин.

2. Расчетная часть

2.1. Исходные данные к расчету

Сальниковое уплотнение: диаметр вала $d = 30$ мм; диаметр сальника $D = 50$ мм; $A = 60$ мм; $B = 44$ мм; динамическая вязкость масла $\mu = 0,165$ Па·с. Построить графики $Q_{\text{опыт.}} = f_1(P)$ и $Q_{\text{расч.}} = f_2(P)$.

Торцевое уплотнение: внутренний радиус пары $r_1 = 4,25$ см; наружный радиус пары $r_2 = 4,9$ см; вязкость масла $\mu = 0,165$ Па·с; зазор в паре трения h определить по формуле (6). Построить графики $Q_{\text{опыт.}} = f_3(P)$ и $Q_{\text{расч.}} = f_4(P)$ при $n = n_1$, $n = n_2$ и $n = n_3$.

2.2. Данные к расчету, задаваемые преподавателем

Торцевое уплотнение. С помощью преподавателя выбрать значения давлений P_1 , P_2 , и P_3 (в пределах от 0,1 до 0,8 МПа) и

числа оборотов вала $n_1 = 0$, $n_2 = (800 \div 1000)$ об/мин и $n_3 = (1400 \div 1800)$ об/мин, при которых будут измеряться утечки через корпус уплотнения.

3. Экспериментальная часть

3.1. Описание лабораторной установки

Схема лабораторной установки представлена на рис. 5. Основными элементами установки являются устройства с торцевым 2 и сальниковым 7 уплотнителями. Торцевое уплотнение приводится во вращение двигателем, обороты которого можно менять, изменяя напряжение питающей сети регулятором напряжения 18. Сальниковое уплотнение работает с двигателем, имеющим постоянное число оборотов двигателя. Масло в систему подается шестерёнчатым насосом 10, забирающим его из бака 13. Давление в системе сальникового уплотнения возникает при открытом нагнетательном вентиле 12 в результате прикрывания сливного вентиля 8 и замеряется манометром 5. Для создания малых давлений при открытом сливном вентиле 8 можно уменьшать подачу масла в систему, прикрывая нагнетательный вентиль 12.

В системе торцевого уплотнения давление устанавливается (при открытом нагнетательном вентиле 9) постепенным прикрыванием сливного вентиля 11 и замеряется манометром 4. Для создания малых давлений (аналогично сальниковому уплотнению) можно при открытом сливном вентиле 11 уменьшать подачу масла в систему, прикрывая нагнетательный вентиль 9.

Воздух из системы выпускается через краны 1 (торцевое уплотнение) и 6 (сальниковое уплотнение). Включение установки в сеть осуществляется общим выключателем 14, насоса – кнопкой 16, двигателя с сальниковым уплотнением – кнопкой 17, а двигателя с торцевым уплотнением – кнопкой 15 и поворотом рукоятки регулятора напряжения 18.

Число оборотов двигателя торцового уплотнения замеряется с помощью электрического тахометра, вмонтированного в стол установки. Утечка масла через сальниковое и торцовое уплотнения определяется путем замера количества масла, поступающего за определенное принятое время в мензурки 3.

Равномерное поджатие сальника обеспечивается при строго одинаковой деформации всех четырех нажимных пружин.

3.2. Методика проведения эксперимента

После ознакомления с инструкцией по технике безопасности и методическими указаниями к работе проводится внешний осмотр установки.

При этом обращается внимание на отсутствие подтеков в маслосистеме, наличие необходимого количества масла в баке 13. Вентили 1 и 6, через которые осуществляется выпуск воздуха из системы, должны быть закрыты, установка – отключена от сети, регулятор напряжения – выведен в нулевое положение. Освободить мензурки для замера утечек масла.

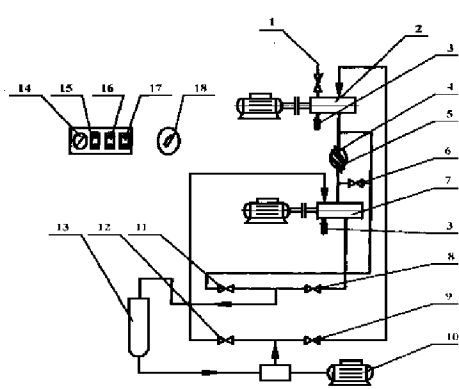


Рис. 5. Схема лабораторной установки

Сальниковое уплотнение

1. Замерить величину деформации всех четырех нажимных пружин, обратив внимание на равенство деформаций ($\Delta N_1 = \Delta N_2 = \Delta N_3 = \Delta N_4$) каждой пружины. В случае необходимости установить равные значения деформаций, определить длину сальниковой набивки $l = A + C - B$, замеряя величину C (в миллиметрах, $A = 60$ мм, $B = 44$ мм).

2. По характеристике пружины (рис. 2) определить усилие поджатия каждой пружины F' и общее усилие поджатия сальника $F = 4F'$.

3. Из выражения (4) определить создаваемое данным поджатием пружин давление P_0 на сальниковую набивку со стороны торцевой крышки. Из выражения (3) находим давление запираемой жидкости P (МПа), соответствующее значению P_0 . Величины, необходимые для вычисления P : $f = 0,07 \div 0,12$; $d = 30$ мм; $D = 50$ мм; $e = 2,718$; $lge = 0,4343$; $a = 2f \cdot l/h$.

Таблица 1
Величины, необходимые для вычисления давления запираемой жидкости P (МПа)

a	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
e ^a	1,350	1,492	1,649	1,822	2,014	2,226
a	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
e ^a	2,460	2,718	3,004	3,321	3,669	4,055

Значение e^a принимается по данным табл. 1 методом интерполяции.

4. Найденное значение P согласовать с преподавателем, который решает вопрос о необходимости подтяжки сальника. В случае проведения подтяжки пункты 1-3 выполняются заново.

5. По выражению (1) определить величину утечки масла при следующих давлениях:
 $P, P_1 = (0,4 \div 0,8) \cdot P$, и $P_2 = (1,2 \div 1,5) \cdot P$.

6. Закрыть вентили 11 и 9 торцевого уплотнения и открыть вентили 8 и 12 сальникового уплотнения. Включить установку в сеть общим выключателем 14.

7. Кнопкой 16 «Пуск» включить насос. Приоткрывая кран 6, выпустить воздух из системы сальникового уплотнения.

8. Включить двигатель сальникового уплотнения нажатием кнопки 17, создать в системе давление, равное P . Контроль за давлением вести по показаниям манометра 5. Замерить утечку масла по его количеству, поступившему в мензурку за определённое время.

9. Создать в системе последовательно давления P_1 и P_2 , работая вентилями 8 и 12, измеряя каждый раз величину утечки масла через уплотнение.

10. Открыв вентиль 8, сбросить давление в системе, отключить двигатель кнопкой 17 и насос – кнопкой 16. Открыть вентили 11 и 9 торцевого уплотнения и закрыть вентили 8 и 12 сальникового уплотнения. Значения расчетных и экспериментальных данных занести в табл. 2.

Таблица 2

Число оборотов n , об/мин	1470		
Давление от крышки, МПа	P_0		
Давление в системе, МПа	$P_1 =$	$P =$	$P_2 =$
Объем вытекшего масла V за время τ , см ³			
Время замера утечки τ , с			
Утечка $Q = 3600 \cdot 10^{-3} V / \tau$, дм ³ /ч			
Утечка, подсчитанная по формуле (1), дм ³ /ч			
Отклонения расчетных и опытных данных			

Торцевое уплотнение

1. С помощью преподавателя выбрать значения давлений P_1 , P_2 , и P_3 (в пределах от 0,1 до 0,8 МПа) и числа оборотов вала $n_1 = 0$, $n_2 = (800 \div 1000)$ об/мин и $n_3 = (1400 \div 1800)$ об/мин, при которых будут измеряться утечки через корпус уплотнения.

2. Включить насос кнопкой 16. Приоткрывая вентиль 1, выпустить из системы торцевого уплотнения воздух.

3. При $n_1 = 0$ с помощью вентиля 11 и 9 установить последовательно давления P_1 , P_2 , P_3 , каждый раз измеряя величину утечки. Контроль за давлением вести по показанию манометра 4. Сбросить давление.

4. Включить двигатель торцевого уплотнения кнопкой 15, реостатом установить напряжение, при котором двигатель будет давать n_2 об/мин. Число оборотов измерять по показаниям электрического тахометра. Снять показания о величине утечки масла через уплотнение при давлениях P_1 , P_2 и P_3 . Сбросить давление.

5. Установить число оборотов двигателя, равное n_3 . Провести замер утечек при давлениях P_1 , P_2 и P_3 . Сбросить давление в системе.

6. Отключить двигатель торцевого уплотнения и насоса кнопками 15 и 16. Закрыть все вентили.

7. Значения расчетных и экспериментальных данных занести в табл. 3.

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Эскизы уплотнений.
2. Полный расчет искомых величин с обоснованием их выбора.
3. Таблицы измеренных и расчетных величин.
4. Графики полученных зависимостей.
5. Выводы по проделанной работе.

Таблица 3

Число оборотов п, об/мин	n ₁ = 0			n ₂ =			n ₃ =		
Давление в системе, МПа	P ₁ =	P ₂ =	P ₃ =	P ₁ =	P ₂ =	P ₃ =	P ₁ =	P ₂ =	P ₃ =
Объем утечки V за время τ, см ³									
Время замера утечки τ, с									
Утечка $Q = 60 \cdot V / \tau$, см ³ /с									
Утечка Q _p , подсчитанная по формуле (5), м ³ /с									
Q' _p = 60 · 10 ⁶ · Q _p , см ³ /мин									
Отклонения расчетных и опытных данных									

Контрольные вопросы

1. Какие уплотнения применяются в неподвижных соединениях (вентильях) и подвижных (насосах, компрессорах)?
2. Из каких основных элементов состоит уплотнение с сальниковой набивкой?
3. В каких средах работают сальниковые уплотнения?
4. От каких физических параметров и геометрических размеров сальникового уплотнения зависит величина утечки жидкости?
5. Какова величина утечки жидкости при больших перепадах давления в укрупненных сальниковых уплотнениях?
6. Каким способом (способами) можно снизить утечку жидкости в сальниковых уплотнениях?
7. Из каких основных элементов состоит наружное торцевое уплотнение?

8. По каким конструктивным признакам торцевые уплотнения отличаются от сальниковых?

9. Какое уплотнение (торцевое или сальниковое) при сопоставимых условиях работает с малой утечкой рабочей жидкости?

10. Каковы основные конструктивные отличия торцевых уплотнений с наружными и внутренними уплотнительными устройствами?

11. От каких факторов зависит величина утечки жидкости в торцевых уплотнениях?

12. Опишите схему лабораторной установки для исследования утечек жидкости из сальникового и торцевого уплотнений.

13. Какова методика проведения эксперимента по определению утечек жидкости из сальникового уплотнения?

14. Как сравнить результаты расчетов с экспериментами и оценить погрешность утечки жидкости в уплотнениях?

Лабораторная работа 3

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Цели работы:

1. Изучить конструкции и принцип работы кожухотрубчатых теплообменников различных типов.
2. Освоить методику расчета гидравлического сопротивления трубного и межтрубного пространств кожухотрубчатого теплообменника.
3. Теоретически рассчитать и экспериментально проверить гидравлическое сопротивление трубного и межтрубного пространств кожухотрубчатого теплообменника жесткой конструкции.
4. Провести сравнение расчетных и экспериментальных данных по гидравлическому сопротивлению исследуемого теплообменника.

Введение

Кожухотрубчатые теплообменники предназначены для нагревания, охлаждения, конденсации и испарения технологических сред с целью их обработки или утилизации теплоты [5]. В теплообменнике тепло передается от горячего теплоносителя, движущегося в трубном или межтрубном пространстве, к холодному, распространяющемуся в межтрубном или трубном.

Общая классификация теплообменников различных типов представлена в энциклопедии «Машиностроение» [6], а частная для кожухотрубчатых теплообменных аппаратов приведена ниже. В основу классификации положены конструктивные параметры теплообменников и физико-химические свойства теплообмениваемых сред.

Кожухотрубчатые теплообменники подразделяются:

- по назначению (теплообменники – Т, холодильники – Х, конденсаторы – К и испарители – И);
- по фазовому состоянию теплообмениваемых сред (газ (пар)–газ (пар)); жидкость–жидкость, газ (пар)–жидкость);
- по изменению агрегатного состояния теплоносителей (без изменения агрегатного состояния, с изменением агрегатного состояния одного или обоих носителей); по способу конденсации температурных напряжений (с неподвижными трубными решетками – тип Н, с температурным компенсатором на кожухе – тип К, с плавающей головкой – тип П, с U-образными трубами – тип У и с плавающей головкой и компенсатором на ней – тип ПК по ГОСТ 9929-82);
- по давлению (под вакуумом, под нормальным или повышенным давлением);
- по температурному режиму (низкотемпературные, с повышенной температурой и высокотемпературные);
- по пространственной ориентации (горизонтальные и вертикальные);
- по материалу исполнения (стальные, из цветных металлов и неметаллические);
- по количеству ходов в трубном и межтрубном пространствах (одно– и многоходовые);
- по способу изготовления кожуха (из труб или из листовых материалов);
- по виду перегородок в межтрубном пространстве (продольные и поперечные в виде сегментов, секторов, со сплошными перегородками, щелевыми вырезами и типа «диск–кольцо»);
- по способу размещения труб в трубной плите (по окружности, по вершинам треугольника или квадрата);
- по способу очистки наружной поверхности труб (с механической очисткой съемного трубного пучка, без механической очистки);

– по способу интенсификации теплообмена (без интенсифицирующих вставок и дополнительных поверхностей теплообмена в гладких трубах; с дополнительной поверхностью теплообмена на внутренней, наружной или на обеих поверхностях труб).

Основные параметры и размеры стальных кожухотрубчатых теплообменников [5]: поверхность теплообмена $F = 1 \div 5000 \text{ м}^2$; условное давление в трубном или межтрубном пространстве $P_y = 0,6 \div 16,0 \text{ МПа}$; диаметр кожуха наружный из труб $D_n = 159 \div 630 \text{ мм}$ и внутренний из листовой стали $D = 400 \div 3000 \text{ мм}$; наружный диаметр теплообменных труб $d_n = 16, 20, 25, 38 \text{ и } 57 \text{ мм}$; длина прямого участка теплообменных труб $l = 1000 \div 9000 \text{ мм}$.

Основные конструкции кожухотрубчатых теплообменников достаточно подробно представлены в справочнике [7], энциклопедии «Машиностроение» [6], учебнике по машинам и аппаратам химических производств [5] и в данном лабораторном практикуме не приводятся.

Наибольшее применение среди стальных кожухотрубчатых теплообменников (до 75 %) занимают теплообменники типа Н, а 25 % – все остальные. Основными элементами кожухотрубчатых одно- и многоходовых теплообменников по трубному пространству являются: кожух 1, теплообменные трубы 2, левая 3 и правая 4 крышки и перегородки 5 (рис. 1).

Кожухотрубчатые теплообменники представляют собой аппараты, состоящие из трубного и межтрубного пространств. Технологическая среда, которая нагревается или охлаждается в зависимости от степени ее загрязненности, химической активности, температуры и давления, может двигаться в трубном или межтрубном пространствах. При условии, что технологическая среда движется в трубном пространстве, скорость ее движения можно увеличить за счет применения многоходовых теплообменников (рис. 1б-г), вместо одноходовых (рис. 1а). Другая среда (теплоагент или холодагент) движется в межтрубном пространстве. Для увеличения коэффициента теплоотдачи в меж-

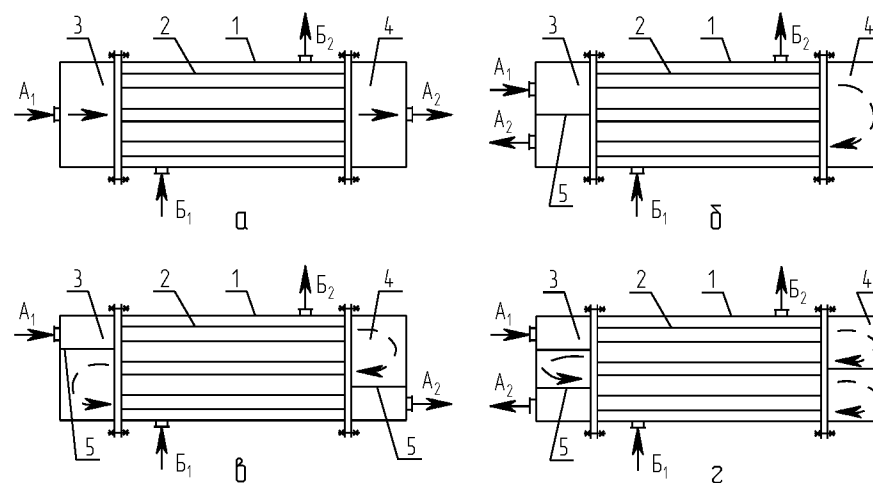


Рис. 1. Конструктивные схемы кожухотрубчатых теплообменников жесткой конструкции

трубном пространстве могут быть использованы продольные или поперечные перегородки. Конструкции поперечных перегородок: с сегментными, секторными, щелевыми вырезами, со сплошными перегородками и перегородками типа «диск-кольцо» рассмотрены на рис. 2.22 учебника [5].

Продольные перегородки наиболее часто применяют в теплообменниках с U-образными перегородками или в теплообменниках типа П для создания двух ходов по межтрубному пространству и организации противоточного или прямоточного схем движения теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах.

Зазоры между корпусом и перегородками теплообменника выбираются по нормативным документам и не должны превышать 1,5 мм [5], так как из-за утечек теплоносителя в них могут снижаться коэффициенты теплоотдачи и возрастать гидравлическое

сопротивление. Выбор типа и конструкции перегородок определяется физико-химическими свойствами среды, движущейся в межтрубном пространстве, режимом течения и характером процесса.

Затраты энергии на организацию теплового процесса в кожухотрубчатых теплообменниках определяются отдельно для трубного и межтрубного пространств. В одно- и многоходовых теплообменниках типов Н и К потери давления в каждом местном сопротивлении являются суммой двух потерь: на трение и дополнительные потери, вызванные изменением направления или площади поперечного сечения потока. Основными конструктивными параметрами теплообменника являются: диаметры входных d_{a1} , d_{b1} и выходных d_{a2} , d_{b2} штуцеров трубного А и межтрубного Б пространств; внутренний диаметр кожуха D ; наружный диаметр d , толщина δ_t , длина l и количество m теплообменных труб; количество ходов в трубном n и межтрубном k пространствах.

При проектном расчете теплообменника выбирается и обосновывается его тип, проводятся предварительные тепловые расчеты. По расчетным параметрам (поверхности теплообмена, температурам и давлениям сред и физико-химическим параметрам) выбирается стандартный теплообменник. Проводится уточненный тепловой расчет с учетом его конструктивных параметров и рассчитывается гидравлическое сопротивление трубного и межтрубного пространств.

1. Теоретическая часть

1.1. Гидравлическое сопротивление трубного пространства

При постоянном расходе теплоносителя А для увеличения эффективности теплообмена за счет увеличения скорости его движения одноходовой теплообменник (рис. 1а) с помощью пе-

регородок 5 может быть преобразован в двух-, трех-, четырех- (рис. 1б-г) или шестиходовой. Количество ходов n в трубном пространстве А, в зависимости от суммарного количества перегородок p в крышках 3 и 4, может определено по выражению $n = 1 + p$.

Потери энергии движущейся жидкости в теплообменных трубках пространства А (потери на трение) определяются по выражению:

$$\Delta P_m = \lambda_m \cdot \frac{n \cdot l}{d_0} \cdot \rho_a \cdot V_m^2 / 2, \quad (1)$$

где λ_t – коэффициент трения трубы; l – длина трубы, м; n – число ходов; d_0 – внутренний диаметр трубы, м; ρ_a – плотность среды в пространстве А, кг/м³; $V_t = 4 \cdot n \cdot L_{Va} / (\pi \cdot m \cdot d_0^2)$ – скорость движения жидкости в трубном пространстве, м/с; L_{Va} – объемный расход жидкости через трубное пространство, м³/с; m – количество труб.

Плотность среды в трубном пространстве ρ_a и другие параметры определяются по средней температуре $t_a = (t_{a1} + t_{a2}) / 2$, где t_{a1} и t_{a2} – температуры на входе в теплообменник и выходе из него, °С.

Для ламинарного режима течения среды в трубах коэффициент λ_t определяется по выражению [8]:

$$\lambda_t = 64 / Re_t, \quad (2)$$

где $Re_t = V_t \cdot d_0 \cdot \rho_a / \mu_a < 2300$ – число Рейнольдса; μ_a – коэффициент динамической вязкости жидкости, определяемый по средней температуре t_a , Па·с.

Для турбулентного режима течения $2320 < Re_t < 10^5$ в гидравлически гладких трубах (стеклянных, медных, свинцовых) коэффициент λ_t рассчитывается по формуле [8]:

$$\lambda_t = 0,316 \cdot Re_t^{-0,25}. \quad (3)$$

Для гидравлически шероховатых труб (стальных или чугунных) коэффициент λ_T определяется по уравнению [8]:

$$\lambda_T = 1/\{-2 \cdot \lg[\varepsilon/3,7 + (6,81/Re_T)^{0,9}]\}^2, \quad (4)$$

где $\varepsilon = e/d_0$ – относительная шероховатость труб; e – средняя высота выступов (бугорков) на стенках труб, м; $2320 < Re_T < 10^5$; для автомодельной области ($Re_T > 10^5$) второе слагаемое в квадратных скобках принимается равным нулю и λ_T определяется только параметром ε .

Некоторые средние значения шероховатости стенок труб e приведены в табл. 1 [8].

Таблица 1

Средние значения шероховатости стенок труб

№ п/п	Виды труб	$e \cdot 10^3$, м
1	Трубы стальные цельнотянутые и сварные с незначительной коррозией	0,2
2	Старые стальные заржавленные трубы	$\geq 0,67$
3	Чугунные трубы, бывшие в эксплуатации	1,4
4	Алюминиевые технически гладкие трубы	0,015÷0,06
5	Чистые цельнотянутые трубы из латуни, меди и свинца	0,0015÷0,01
6	Нефтепроводы и паропроводы насыщенного пара	0,2
7	Паропроводы, работающие периодически	0,5
8	Воздухопроводы сжатого воздуха от компрессора	0,8
9	Конденсатопроводы, работающие периодически	1,0

Уравнения (1)-(3) предназначены для расчета коэффициента трения λ_T в изотермических потоках, в которых температуры жидкости и стенки трубы не отличаются. Однако, когда среда, находящаяся в трубном пространстве, нагревается или охлаждается, то температура стенок труб отличается от температуры жидкости, что приводит к изменению величины коэффициента

трения неізотермического течения. Поэтому в уравнения (2) и (3) вводятся поправки для учета явления неізотермичности потока.

Для ламинарного режима течения правая часть уравнения (2) умножается на безразмерный поправочный коэффициент x_1 [8]:

$$x_1 = (Pr_{ст}/Pr_{ж})^{1/3} \cdot [1 + 0,22 \cdot (Gr_{ж} \cdot Pr_{ж}/Re_{ж})^{0,15}], \quad (5)$$

где $Pr_{ж} = c_a \cdot \mu_a / \lambda_a$ и $Pr_{ст}$ – критерии Прандтля для жидкости и стенки, вычисленные по физическим параметрам жидкости для средних температур жидкости и стенки; $Gr_{ж} = g \cdot d_0^3 \cdot \beta_a \cdot \Delta t / \nu_a^2$ – критерий Грасгофа; $Re_{ж} = Re_T = V_T \cdot d_0 \cdot \rho_a / \mu_a$ – критерий Рейнольдса; c_a – теплоемкость, Дж/(кг·К); μ_a – коэффициент динамической вязкости, Па·с; λ_a – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); $\nu_a = \mu_a / \rho_a$ – коэффициент кинематической вязкости, м²/с; ρ_a – плотность, кг/м³; β_a – коэффициент объемного расширения, град⁻¹; $g = 9,81$ м/с² – ускорение силы тяжести; Δt – разность температур между стенкой и жидкостью (или наоборот), град (табл. 2).

Таблица 2

Сводные данные по теплофизическим параметрам μ , ρ , β , λ и c для воды в зависимости от температуры

t , °С	20	30	40	50	60
$\mu \cdot 10^3$, Па·с	~1,0	0,801	0,656	0,549	0,469
ρ , кг/м³	998		992		983
$\beta \cdot 10^3$, град⁻¹	0,21		0,39		0,53
λ , Вт/(м·°С)	0,60		0,63		0,66
c , кДж/(кг·°С)	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19
t , °С	70	80	90	100	
$\mu \cdot 10^3$, Па·с	0,406	0,356	0,316	0,284	
ρ , кг/м³		972		958	
$\beta \cdot 10^3$, град⁻¹		0,63		0,75	
λ , Вт/(м·°С)		0,67		0,68	
c , кДж/(кг·°С)	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19

Для турбулентного режима течения правая часть уравнения (3) умножается на безразмерный поправочный коэффициент x_2 [8]:

$$x_2 = (\text{Pr}_{\text{ст}}/\text{Pr}_{\text{ж}})^{1/3}. \quad (6)$$

Потери энергии движущейся жидкости в трубном пространстве на местные сопротивления теплообменника, которые возникают из-за деформации потока и вихреобразований, определяются по уравнению [8]:

$$\Delta P_{\text{тм}} = \sum \zeta_i \cdot \frac{\rho_a \cdot V_{\text{т}}^2}{2}, \quad (7)$$

где ζ_i – коэффициент i -го местного сопротивления.

Местные сопротивления в трубном пространстве одноходового теплообменника (рис. 1а) возникают: на входе в камеру 3 через штуцер d_{a1} $\zeta_{\text{вх}_a}$, при входе потока в трубки 2 $\zeta_{\text{суж}}$, при выходе из них в камеру 4 $\zeta_{\text{рас}}$ и на выходе из камеры через штуцер d_{a2} $\zeta_{\text{вых}_a}$. Для многоходовых теплообменников необходимо также учитывать потери энергии на всех поворотах в камерах $\zeta_{\text{пов}_a}$ на 180° между ходами и потери энергии на сужение потока на входе в трубки каждого хода и на расширение потока на выходе из них.

Для кожухотрубчатого n -ходового теплообменника сумма местных сопротивлений трубного пространства $\sum \zeta_i$ может быть определена по уравнению

$$\sum \zeta_i = 2 \cdot \zeta_{\text{вх}_a} + 2 \cdot n \cdot \zeta_{\text{т}} + (n-1) \cdot \zeta_{\text{пов}_a}, \quad (8)$$

где $\zeta_{\text{вх}_a} = \zeta_{\text{вх}_a} = \zeta_{\text{вых}_a} = 1,5$ [8] – коэффициент сопротивления входной или выходной камеры; $\zeta_{\text{т}} = \zeta_{\text{суж}} = \zeta_{\text{рас}} = 1,0$ [8] – коэффициент сопротивления при входе в трубы или выходе из них; $\zeta_{\text{пов}_a} = 2,5$ [8] – коэффициент сопротивления при повороте потока на 180° между ходами.

При $n = 1$ $\sum \zeta_i = 2 \cdot \zeta_{\text{вх}_a} + 2 \cdot \zeta_{\text{т}} = 2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 1 = 5$, при $n = 2$ (рис. 1б) $\sum \zeta_i = 2 \cdot \zeta_{\text{вх}_a} + 2 \cdot 2 \cdot \zeta_{\text{т}} + (2-1) \cdot \zeta_{\text{пов}_a} = 2 \cdot 1,5 + 4 \cdot 1 + 1 \cdot 2,5 = 9,5$ и т.д.

Скорость движения жидкости во входном d_{a1} или выходном d_{a2} патрубках определяется по объемному расходу жидкости L_{V_a} , $\text{м}^3/\text{с}$ и диаметру $d_{a1} = d_{a2}$:

$$V_{\text{вх}_a} = V_{\text{вых}_a} = \frac{4 \cdot L_{V_a}}{\pi \cdot d_{a1}^2}. \quad (9)$$

Если скорость движения жидкости во входном (выходном) штуцере $V_{\text{вх}_a}$ больше скорости в трубах $V_{\text{т}}$, то потери давления для входной и выходной камер определяются по скорости $V_{\text{вх}_a}$, а потери при входе в трубы и выходе из них и при поворотах из одного хода в другой – по скорости $V_{\text{т}}$.

Для условия $V_{\text{вх}_a} = V_{\text{вых}_a} > V_{\text{т}}$ уравнение (7) будет иметь вид

$$\Delta P_{\text{тм}} = 2 \cdot \zeta_{\text{вх}_a} \cdot \frac{\rho_a \cdot V_{\text{вх}_a}^2}{2} + [2 \cdot n \cdot \zeta_{\text{т}} + (n-1) \cdot \zeta_{\text{пов}_a}] \cdot \frac{\rho_a \cdot V_{\text{т}}^2}{2}. \quad (10)$$

Общее сопротивление трубного пространства кожухотрубчатого теплообменника определяется по уравнению [8]:

$$\Delta P_{\text{тп}} = \Delta P_{\text{т}} + \Delta P_{\text{тм}}. \quad (11)$$

Затраты теоретической мощности $N_{\text{тп}}$, Вт на прокачку теплоносителя и преодоление сопротивления трубного пространства теплообменника определяются по формуле [8]:

$$N_{\text{тп}} = L_{V_a} \cdot \Delta P_{\text{тп}}, \quad (12)$$

где L_{V_a} – объемный расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; $\Delta P_{\text{тп}}$ – гидравлическое сопротивление трубного пространства, Па.

1.2. Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства

При высоких скоростях движения теплоносителей в межтрубном пространстве, когда поток движется прямо – или противоточно потоку жидкости в трубном пространстве, не требуется установка перегородок (рис. 2а).

Для интенсификации теплообмена в межтрубном пространстве при небольших расходах устанавливают продольные 2 (рис. 2б) или поперечные 3 (рис. 2в, г) перегородки, которые увеличивают скорость продольного или поперечного обтекания пучка труб 1.

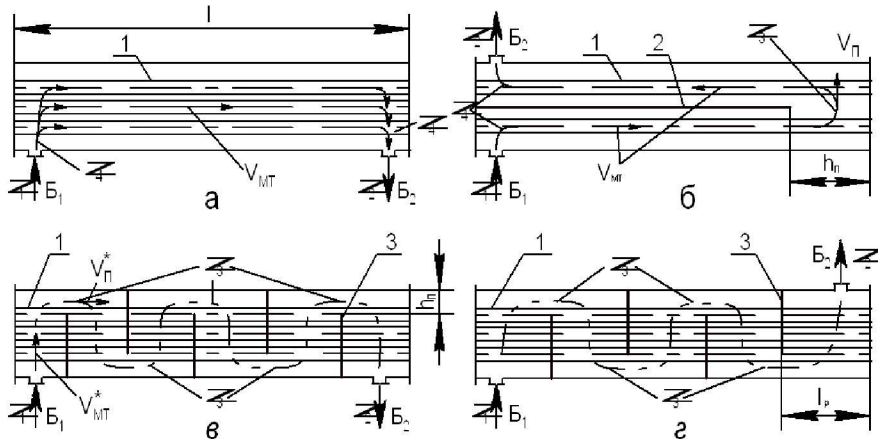


Рис. 2. Схемы тока теплоносителей
в межтрубном пространстве

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства без перегородок или с одной продольной перегородкой (рис. 2а, б) определяется по уравнению

$$\Delta P_{MT} = \lambda_{MT} \cdot \frac{k \cdot l}{d_3} \cdot \frac{\rho_6 \cdot V_{MT}^2}{2} + \sum \zeta_i \cdot \frac{\rho_6 \cdot V_i^2}{2}, \quad (13)$$

где λ_{MT} – коэффициент трения в межтрубном пространстве; k – количество ходов в продольном направлении; l – длина теплообменных труб, м; $d_3 = (D^2 - m \cdot d^2) / (D + m \cdot d)$ – эквивалентный диаметр межтрубного пространства; ρ_6 – плотность теплоносителя, кг/м³; $V_{MT} = k \cdot L_{V6} / F_{MT}$ – скорость движения потока в межтрубном пространстве, м/с; L_{V6} – объемный расход, м³/с; $F_{MT} = \pi \cdot (D^2 - m \cdot d^2) / 4$ – площадь свободного сечения межтрубного пространства, м²; m – количество теплообменных труб; V_i – характерные скорости, соответствующие коэффициентам ζ_i , м/с; $\zeta_1 = \zeta_{вх_6} = 1,5$ [8] – коэффициент сопротивления на входе в межтрубное пространство; $\zeta_2 = \zeta_{вых_6} = 1,5$ [8] – коэффициент сопротивления на выходе из межтрубного пространства; $\zeta_3 = \zeta_{пов_6} = 1,5$ [8] – коэффициент поворота потока на 180° через перегородку в межтрубном пространстве; $\zeta_4 = \zeta_{90^\circ} = 1,0$ [8] – коэффициент поворота потока в межтрубном пространстве на 90°.

Скорость движения жидкости во входном патрубке диаметром d_{61} определяется по уравнению ($d_{61} = d_{62}$):

$$V_{вх_6} = V_{вых_6} = \frac{4 \cdot L_{V6}}{\pi \cdot d_{61}^2}. \quad (14)$$

Значение критерия Рейнольдса в межтрубном пространстве при продольном обтекании пучка труб определяется по уравнению [8]:

$$Re_{MT} = V_{MT} \cdot d_3 \cdot \rho_6 / \mu_6, \quad (15)$$

где μ_6 – коэффициент динамической вязкости среды в межтрубном пространстве, Па·с.

Коэффициент трения λ_{MT} определяется по значениям критерия Рейнольдса и d_3/e по графику зависимости $\lambda_{MT} = f(Re_{MT})$ [8], где e – средняя высота выступов шероховатости на внутренней поверхности трубы, м (табл. 1).

Скорость движения жидкости при ее повороте на 180° в межтрубном пространстве (рис. 2б) принимается по условию:

$$V_{\Pi} = L_{\sqrt{6}} / F_{\Pi} \leq V_{MT}, \quad (16)$$

где $F_{\Pi} = D \cdot h_{\Pi}$ – площадь свободного сечения поворота потока на 180°, м²; h_{Π} – длина свободного сечения поворота потока, м.

Гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве при поперечном обтекании пучка труб зависит от способа размещения труб в трубной плите (рис. 3а,б) и направления их обтекания (угла атаки $\varphi = 10 \div 90^\circ$).

Коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta_{\Pi T}$ для поперечного обтекания пучка труб определяется в общем виде:

$$\zeta_{\Pi T} = 2 \cdot Eu = \frac{2 \cdot \Delta P_{\Pi T}}{\rho_6 \cdot V_{MT}^{*2}}, \quad (17)$$

где Eu – число Эйлера, определяемое углом атаки φ и способом размещения труб в трубной плите (коридорное или шахматное); V_{MT}^* – скорость поперечного обтекания труб (рис. 2в), определяемая по самому узкому сечению пучка, м/с; $\Delta P_{\Pi T}$ – потери давления при поперечном обтекании пучка труб в межтрубном пространстве теплообменника, Па.

Для коридорного пучка труб (рис. 3а) число Эйлера определяется по выражению [8]:

$$Eu = b \cdot (2 + 4,5 \cdot z) \cdot (S_1 / d)^{-0,23} \cdot Re_{MT}^{*-0,26}, \quad (18)$$

где b – поправочный коэффициент, зависящий от угла атаки φ между осью трубы и направлением движения потока, определяемый по табл. 2; z – число рядов труб в пучке в направлении движения потока; S_1 – поперечный шаг расположения труб относительно движения потока, м; d – наружный диаметр тепло-

обменных труб, м; $Re_{MT}^* = V_{MT}^* \cdot d \cdot \rho_6 / \mu_6$ – число Рейнольдса в межтрубном пространстве.

Таблица 3

Значения коэффициента b в зависимости от угла атаки φ

$\varphi, ^\circ$	90	80	70	60	50	40	30	10
b	1	1	0,95	0,83	0,69	0,53	0,38	0,15

Для шахматного пучка (рис. 3б) при $S_1/d < S_2/d$ число Эйлера определяется по формуле [8]:

$$Eu = b \cdot (2 + 3,3 \cdot z) \cdot Re_{MT}^{*-0,28}, \quad (19)$$

где S_2 – продольный шаг расположения труб относительно движения потока, м.

Для шахматного пучка (рис. 3б) при $S_1/d > S_2/d$ число Эйлера рассчитывается по формуле [8]:

$$Eu = b \cdot (2,7 + 1,7 \cdot z) \cdot Re_{MT}^{*-0,28}. \quad (20)$$

Для произвольного способа расположения труб в трубной плите и угле атаки $\varphi = 90^\circ$ коэффициент сопротивления пучка труб может быть определен по выражению [8]:

$$\zeta_{\Pi T} = 3 \cdot z \cdot Re_{\Pi T}^{*-0,2}. \quad (21)$$

Значения теплофизических параметров в межтрубном пространстве принимают при средней температуре потока $t_6 = (t_{61} + t_{62})/2$, где t_{61} и t_{62} – температуры на входе в теплообменник и выходе из него, °C.

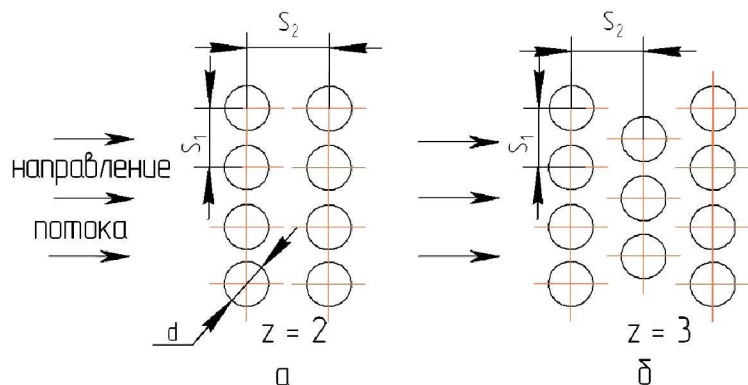


Рис. 3. Схемы размещения труб

Гидравлическое сопротивление теплоносителя в межтрубном пространстве при поперечном обтекании пучка труб (рис. 2в,г) ΔP_{MT}^* , Па определяется по уравнению

$$\Delta P_{MT}^* = \sum \zeta_i \frac{\rho_6 \cdot V_i^{*2}}{2} = 2 \cdot \zeta_1 \frac{\rho_6 \cdot V_{ax_6}^2}{2} + \zeta_3 \frac{p \cdot \rho_6 \cdot V_{\pi}^{*2}}{2} + \zeta_{nm} \frac{(p+1) \cdot \rho_6 \cdot V_{MT}^{*2}}{2}, \quad (22)$$

где $\zeta_1 = \zeta_{ax_6} = \zeta_{66x_6} = 1,5$; $\zeta_3 = \zeta_{ног} = 1,5$ (13); p – количество поперечных перегородок; V_{π}^* – скорость движения жидкости в самом узком месте на перегородке, м/с; V_{MT}^* – скорость движения потока по самому узкому сечению пучка, м/с.

Скорость движения жидкости по перегородке определяется по уравнению

$$V_n^* = 4 \cdot L_{V6} / F_{\pi}^*, \quad (23)$$

где $F_{\pi}^* = (0,125 \div 0,25) \cdot F_{MT}$ – площадь узкого сечения на перегородке, м².

Скорость движения потока по самому узкому сечению пучка труб V_{MT}^* , м/с определяется по формуле

$$V_{MT}^* = 4 \cdot L_{V6} / F_{\pi}^*, \quad (24)$$

где $F_{\pi}^* = l \cdot (a_i - m_i \cdot d) / (p+1)$ – площадь узкого сечения, м²; a_i – длина i -ой хорды диаметра D , на которой размещено m_i количество труб для $i = 1 \div z$, м.

Затраты теоретической мощности N_{MT} и N_{MT}^* , Вт на прокачку теплоносителя и преодоление сопротивления межтрубного пространства теплообменника для продольного и поперечного обтекания труб определяются по уравнениям [8]:

$$N_{MT} = L_{V6} \cdot \Delta P_{MT}; \quad (25)$$

$$N_{MT}^* = L_{V6} \cdot \Delta P_{MT}^*, \quad (26)$$

где L_{V6} – объемный расход жидкости, м³/с; ΔP_{MT} и ΔP_{MT}^* – гидравлические сопротивления межтрубного пространства при продольном и поперечном обтекании труб, Па.

2. Расчетная часть

2.1. Исходные данные к расчету

2.1.1. Конструктивные параметры: внутренний диаметр труб кожуха аппарата $D = 0,20$ м; наружный диаметр теплообменных $d = 20 \times 2$ мм, их длина $l = 0,7$ м, общее количество $m = 30$, количество ходов по трубному пространству $n = 1, 2, 3, 4$ и 6 . $d_{a1} = d_{a2} = 25 \cdot 10^{-3}$ м; $d_{61} = d_{62} = 25 \cdot 10^{-3}$ м. Другие конструктивные параметры выдаются преподавателем или замеряются на установке.

2.1.2. Расходные параметры: объемный расход воды в трубном пространстве $L_{Va} = 500 \div 3000$ л/ч; объемный расход воды (жидкости) в межтрубном пространстве $L_{V6} = 800 \div 3000$ л/ч.

Температуры теплоносителей: $t_a = t_6 \cong 20^\circ\text{C}$ (без учета влияния процесса теплообмена на гидравлическое сопротивление); $t_a = 60 \div 80^\circ\text{C}$; $t_6 = 20 \div 40^\circ\text{C}$ (для учета влияния неизотермичности на гидравлическое сопротивление).

2.2. Методика проведения расчета

2.2.1. Изучить алгоритм расчета гидравлического сопротивления трубного и межтрубного пространств теплообменника.

2.2.2. Алгоритм расчета сопротивления и мощности при движении воды или другой жидкости в трубном пространстве при $t_a = 20^\circ\text{C}$.

2.2.2.1. Определить конструктивные параметры трубного пространства теплообменника: площади входного и выходного патрубков, входной и выходной камер и трубок с учетом перегородок и количества ходов.

2.2.2.2. Рассчитать для заданных преподавателем значений расхода жидкости в трубном пространстве L_{Va} (пять или шесть значений) скорости движения теплоносителей в расчетных зонах: во входном и выходном патрубках, во входной и выходной камерах и патрубках в теплообменнике без перегородок и с трубными перегородками.

2.2.2.3. Определить относительную шероховатость внутренней поверхности труб и режимы течения теплоносителя.

2.2.2.4. Рассчитать λ_t и потери ΔP_t в трубах для теплообменников с различным числом ходов в трубном пространстве.

2.2.2.5. Рассчитать местные сопротивления трубного пространства теплообменника при различных значениях $n = 1 \div 6$.

2.2.2.6. Определить общее сопротивление $\Delta P_{\text{тп}}$, затраты мощности $N_{\text{тп}}$ и построить графики зависимостей $\Delta P_{\text{тп}} = f_1(L_{Va})$ или $\Delta P_{\text{тп}} = f_1(V_m)$ и $N_{\text{тп}} = f_2(L_{Va})$ или $N_{\text{тп}} = f_2(V_t)$.

2.2.2.7. Результаты вычислений занести в табл. 4.

Таблица 4

№ п/п	L _{Va} [*] , м³/ч	P ₁	P ₂	Δh _т , мм ст. жид.	t _{a1}	t _{a2}	ΔP _т , Па		N _т , Вт	
		кГ/см²			°С		Расчет	Опыт	Рас- чет	Опыт
1.										
2.										
3.										
4.										
5.										

2.2.3. Алгоритм расчета сопротивления и мощности при движении воды или другой жидкости в межтрубном пространстве при $t_6 = 20^\circ\text{C}$.

2.2.3.1. Определить конструктивные параметры межтрубного пространства теплообменника: площади входного и выходного патрубков, площади межтрубного пространства без перегородок, с одной продольной перегородкой и с p -поперечными перегородками, площади $F_{\text{п}}$, $F_{\text{п}}^*$ и $F_{\text{пт}}^*$, м^2 .

2.2.3.2. Рассчитать для заданных преподавателем значений расхода жидкости в межтрубном пространстве L_{V6} (пять или шесть значений) скорости движения теплоносителей в расчетных зонах: во входном и выходном патрубках, в межтрубном пространстве без перегородок, с одной продольной перегородкой и с p -поперечными перегородками, $V_{\text{п}}$, $V_{\text{п}}^*$ и $V_{\text{пт}}^*$, м/с .

2.2.3.3. Определить режимы течения теплоносителя в межтрубном пространстве без перегородок и с одной продольной перегородкой.

2.2.3.4. Рассчитать коэффициент трения $\lambda_{\text{мт}}$ и потери на трение $\Delta P_{\text{мтр}} = \lambda_{\text{мт}} \cdot k \cdot (1/d_s) \cdot \rho_6 \cdot V_{\text{мт}}^2 / 2$ (левое слагаемое правой части уравнения (13)) в межтрубном пространстве без перегородок и с одной продольной перегородкой.

2.2.3.5. Определить гидравлическое сопротивление межтрубного пространства ΔP_{MT} и затраты мощности N_{MT} без перегородок и с одной продольной перегородкой.

2.2.3.6. Определить режимы течения теплоносителя в межтрубном пространстве теплообменника при поперечном обтекании пучка труб с р-перегородками Re_{MT}^* .

2.2.3.7. Определить значения коэффициентов гидравлического сопротивления для поперечного обтекания пучка труб $\zeta_{пт}$ по уравнениям (17)÷(21).

2.2.3.8. Рассчитать общее сопротивление межтрубного пространства ΔP_{MT}^* и затраты мощности N_{MT}^* с р-поперечными перегородками и построить графики зависимостей ΔP_{MT} , ΔP_{MT}^* , N_{MT} и N_{MT}^* в зависимости от расхода L_{V6} или скорости $V_{вх6}$ теплоносителя.

2.2.3.9. Результаты вычислений занести в табл. 5.

Таблица 5

№ п/п	L _{вб} [*] , м³/ч	P ₃	P ₄	Δh _г , мм ст. жид.	t _{б1}	t _{б2}	ΔP _т (ΔP _{MT} [*]), Па		N _{MT} (N _{MT} [*]), Вт	
		кг/см²			°С		Расчет	Опыт	Расчет	Опыт
1.										
2.										
3.										
4.										
5.										

2.2.4. Алгоритм расчета сопротивления и мощности при движении воды или другой жидкости в трубном пространстве при условии, что $t_a = 60 \div 80^\circ\text{C}$, а $t_{сг} = 20 \div 40^\circ\text{C}$.

2.2.4.1. Рассчитать для заданных преподавателем значений $t_{сг}$ и t_a значения $P_{гсг}$ и $P_{гж}$, используя сводные данные по теплофизическим параметрам табл. 2.

2.2.4.2. Вычислить значение поправочного коэффициента x_1 или x_2 по уравнениям (5) или (6).

2.2.4.3. Определить потери энергии в трубках в условиях охлаждения среды в трубном пространстве теплообменника $\Delta P_{T.неизот} = \Delta P_T \cdot x_1$ или $\Delta P_{T.неизот} = \Delta P_T \cdot x_2$, где ΔP_T определяется по уравнению (1).

2.2.4.4. Рассчитать общие потери энергии в трубном пространстве и затраты мощности для заданных значений $t_{сг}$ и t_a .

2.2.4.5. Сравнить изменение потерь энергии и мощности для условий $t_{сг} = t_a$ и $t_{сг} < t_a$.

2.2.5. Алгоритм расчета сопротивления и мощности при движении воды или другой жидкости в межтрубном пространстве при условии, что $t_6 = 60 \div 80^\circ\text{C}$, а $t_{сг} = 20 \div 40^\circ\text{C}$. Расчетная часть алгоритма реализуется подобно выполнению расчетной части по вычислению сопротивления и мощности при движении теплоносителя в трубном пространстве (п. 2.2.4.1-2.2.4.4).

Вычисление сопротивления и затраты мощности при движении теплоносителя в межтрубном пространстве теплообменника пункта 2.2.5 осуществляется во внеаудиторное время в часы самостоятельной работы студентов по решению преподавателя.

3. Экспериментальная часть

3.1. Описание лабораторной установки

Установка, схематично изображенная на рис. 4, предназначена для исследования гидродинамических и теплообменных характеристик трубного и межтрубного пространств разборного кожухотрубчатого теплообменника. Основным элементом установки является горизонтальный кожухотрубчатый теплообменник 6, состоящий из левой крышки, корпуса и правой крышки,

которые соединяются на фланцах с помощью болтовых соединений. Для герметичности трубного и межтрубного пространств используются прокладки. Разборная конструкция позволяет создавать одно- и многоходовые теплообменники (рис. 1), используя специальные перегородки 5 в левой 3 и правой 4 крышках.

Для исключения влияния гидростатических напоров на показания манометров и дифманометров, все входные d_{a1} , d_{b1} и выходные d_{a2} , d_{b2} штуцера расположены в горизонтальной плоскости. Установка включает две емкости 1 и 11 с водой комнатной температуры и подогретой, погружных насосов 3 и 9 для перекачки жидкостей, подогревателя жидкости 12, ротаметров 5 и 7 для измерения расходов теплообменивающихся сред, манометров M_1 – M_4 , дифманометров 4 и 8, термометров t_{a1} , t_{a2} для трубного и t_{b1} , t_{b2} для межтрубного пространств. При подготовке установки к работе по исследованию сопротивления теплообменника вода из трубопроводной сети поступает в емкости 1 и 11 при открытых вентилях B_1 , B_2 и B_3 . При достижении контрольного уровня жидкости в емкостях 1 и 11 $h \leq (0,7 \div 0,8) \cdot h_y$, где h_y – высота уровнемеров $У_б$ и $У_а$, сетевой вентиль B_1 закрывается. При превышении уровня жидкости выше предельного, в емкостях, ее избыток через переливные устройства (штуцера больших диаметров) и открытые вентили B_6 и B_a поступает на слив в канализацию. Температуры циркулируемых жидкостей в трубном t_a и межтрубном t_b пространствах в течение определенного времени устанавливаются постоянными и равными комнатной температуре воздуха $t_{воз}$ в лаборатории.

После их включения кнопочными пускателями Π_a и Π_b (на схеме не показаны) при полностью открытых вентилях B_7 и B_6 и закрытых вентилях B_9 и B_8 жидкости в емкостях 1 и 11 циркулируют и перемешиваются независимо друг от друга.

При этом за счет теплообмена жидкостей с воздухом на свободных поверхностях емкостей происходит выравнивание температур t_b и t_a до температуры $t_{воз}$. После выравнивания темпера-

тур жидкостей в емкостях с температурой воздуха $t_b = t_a = t_{воз}$ погружные насосы 3 и 9 кнопочными пускателями Π_b и Π_a включаются.

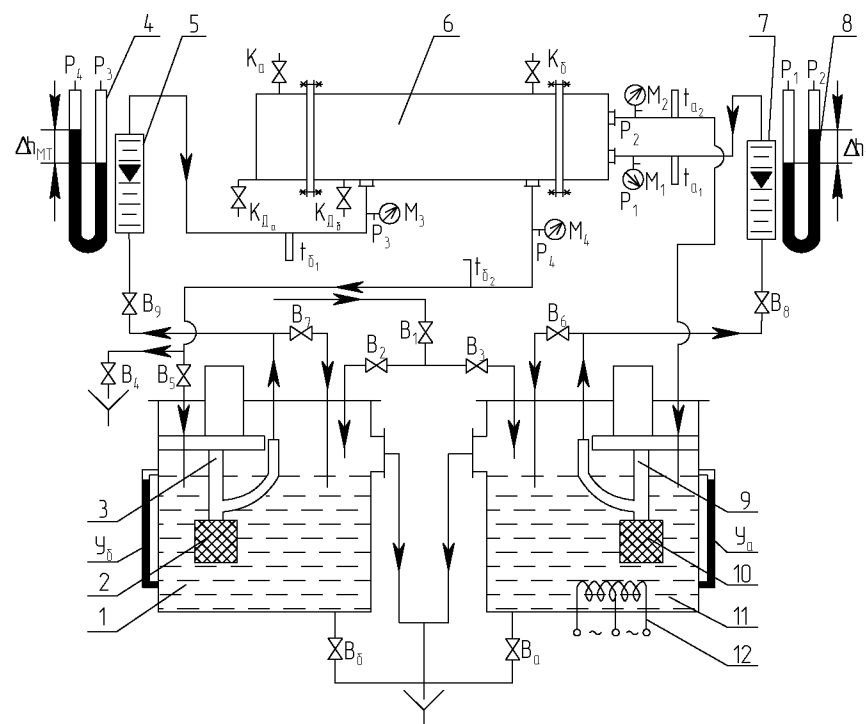


Рис. 4. Схема лабораторной установки

При исследовании гидравлического сопротивления трубного пространства жидкость из емкости 11 насосом 9 при открытом вентиле B_8 проходит измерительный прибор – ротаметр 7, через входной штуцер A_1 поступает в теплообменное пространство, выходит через штуцер A_2 и по трубопроводу поступает обратно в ту же емкость. Расход жидкости в трубном пространстве теп-

лообменника для каждого режима поддерживается постоянным регулирующим вентилем В₈. При небольших нагрузках по жидкости вентиль В₆ находится в открытом состоянии, а при больших – частично или полностью закрыт. При постоянных расходе жидкости $L_{\text{вa}}$ и температурах $t_a = t_6 = t_{\text{воз}}$ регистрируются давления P_1 на входе в трубное пространство (по прибору М₁) и P_2 на выходе из него (по прибору М₂), а также Δh_T в мм ст. жидкости по контрольному дифманометру 8.

Жидкость из емкости 1 насосом 3 при открытом вентиле В₉ проходит ротаметр 5, через входной штуцер Б₁ поступает в межтрубное пространство, движется в нем, поперечно омывая наружные поверхности теплообменных труб, выходит через штуцер Б₂ и по трубопроводу поступает в ту же емкость. Расход жидкости для каждого режима течения в межтрубном пространстве теплообменника поддерживается постоянным регулирующим вентилем В₉.

Для исключения попадания в трубное и межтрубное пространство твердых частиц в емкостях 1 и 11 на всасывающих линиях насосов 3 и 9 установлены фильтры 2 и 10.

При исследовании влияния неизотермичности процесса на гидравлическое сопротивление устанавливаются различные температуры в трубном t_a и межтрубном t_6 пространствах. Для нагревания жидкости, движущейся в трубном пространстве, в емкости 3 установлен двухрежимный электронагревательный элемент 12. При нагреве жидкости до 60-70°C на наружной поверхности емкости устанавливается термозащитный чехол (на схеме не показан).

3.2. Методика проведения эксперимента

3.2.1. По разрешению преподавателя после выполнения расчетной части и ознакомления с методикой эксперимента и

правилами безопасного проведения эксперимента студент получает допуск на проведение эксперимента.

3.2.2. Заполнить емкости 1 и 11 водой до контрольного уровня жидкости путем открытия вентиля В₁, В₂ и В₃.

3.2.3. При достижении контрольного уровня h закрыть сетевой вентиль В₁.

3.2.4. Открыть вентиль В₆ и кнопчным пускателем П_a включить погружной насос 9 в работу для внутренней циркуляции жидкости в емкости 11 в течение 3-5 мин.

3.2.5. Открыть вентиль В₈, по ротаметру 7 установить первое значение расхода и поддерживать его в течение 3-5 мин.

3.2.6. Открыть кран К_a для удаления воздуха из трубного пространства и появления жидкости, которая возвращается в емкость 11.

3.2.7. Закрыть кран К_a и при постоянном расходе жидкости произвести замеры показаний манометров М₁ и М₂ и перепада давления Δh_T (мм ст. жидкости) по дифманометру 8.

3.2.8. Снять показания термометров t_{a1} и t_{a2} , °C. В изометрическом режиме температуры $t_{a1} = t_{a2} = t_{\text{воз}}$

3.2.9. Результаты показаний расхода $L_{\text{вa}}^*$, давлений P_1 и P_2 , перепада давления Δh_T и температур t_{a1} и t_{a2} занести в табл. 4.

3.2.10. Выполнить пункты 3.2.5÷3.2.9 при следующих 4÷5 значениях расхода жидкости $L_{\text{вa}}^*$. При необходимости увеличения расхода в трубном пространстве вентиль В₆ частично или полностью перекрывается.

3.2.11. Отключить кнопчным пускателем электродвигателя П_a насос 9 и при открытом кране К_a слить жидкость по дренажной линии в емкость 11 путем открытия дренажного крана К_{да}.

3.2.12. Аналогично провести исследование гидравлического сопротивления в межтрубном пространстве теплообменника.

3.2.13. Открыть вентиль В₇ и кнопчным пускателем П_б включить погружной насос 3 в работу для внутренней циркуляции жидкости в емкости 1 в течение 3-5 мин.

3.2.14. Открыть вентиль В₉, по ротаметру 5 установить первое значение расхода в межтрубном пространстве теплообменника и поддерживать его в течение 3-5 мин.

3.2.15. Открыть кран К₆ для удаления воздуха из межтрубного пространства и появления жидкости, которая возвращается в емкость 1.

3.2.16. Закрыть кран К₆ и при постоянном расходе жидкости произвести замеры показаний манометров М₃ и М₄ и перепада давления Δh_{MT} (мм ст. жидк.) по дифманометру 4.

3.2.17. Снять показания термометров t_{61} и t_{62} , °С. В изотермическом режиме эксперимента температуры жидкости t_{a1} и t_{a2} равны температуре воздуха в лаборатории $t_{во}$.

3.2.18. Результаты показаний расхода L_{V6}^* , давлений Р₃ и Р₄, перепада давления Δh_{MT} и температур t_{61} и t_{62} занести в табл. 5.

3.2.19. Выполнить пункты 3.2.14-3.2.18 при следующих 4÷5 значениях расхода L_{V6}^* . При необходимости увеличения расхода в межтрубном пространстве вентиль В₇ перекрывается частично или полностью.

3.2.20. Отключить кнопочным пускателем электродвигателя П₆ насос 3 и при открытом кране К₆ слить жидкость по дренажной линии в емкость 1 путем открытия дренажного крана К_{ДБ}.

3.2.21. Все полученные данные и вычисления занести в графы значений табл. 4 и 5 и построить экспериментальные кривые зависимостей ΔP_T и N_T ; ΔP_{MT} и N_{MT} ; ΔP_{MT}^* и N_{MT}^* от соответствующих значений расходов L_{Va}^* , L_{V6}^* или скоростей $V_{вхa}$, $V_{вх6}$.

3.2.22. Провести сравнения расчетных и экспериментальных данных по энергозатратам и мощности в трубном и межтрубном пространствах и определить абсолютные и относительные погрешности.

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Название и цели работы.
2. Схемы лабораторной установки, кожухотрубчатых теплообменников и их описания.
3. Расчеты гидравлического сопротивления и мощности на перекачку жидкостей в трубном и межтрубном пространствах теплообменника.
4. Порядок проведения работы: исследование трубного и межтрубного пространств в изотермических условиях.
5. Расчетные и экспериментальные графики зависимостей гидравлического сопротивления и мощности на перекачку жидкостей в трубном и межтрубном пространствах.
6. Оценки погрешностей эксперимента.
7. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Какова конструкция теплообменника и сколько ходов может иметь трубное пространство?
2. Для каких целей рассчитывают сопротивление трубного и межтрубного пространств теплообменника?
3. Какие типы местных сопротивлений известны и в чем причины их возникновения?
4. Как рассчитывается среднерасходная скорость движения теплоносителя на различных участках трубного и межтрубного пространств теплообменника?
5. Какое обтекание трубного пучка в межтрубном пространстве более предпочтительное для теплообмена без фазовых переходов^ продольное или поперечное?
6. Как экспериментальным путем определяется гидравлическое сопротивление теплообменника?
7. Какова причина возникновения местных сопротивлений?

8. Какие перегородки применяют в теплообменниках для организации перекрестного взаимодействия теплоносителей?

9. Какова методика проведения эксперимента?

10. Какие элементы кожухотрубчатого теплообменника образуют трубное, а какие – межтрубное пространства?

11. Для каких целей используются поперечные перегородки в межтрубных пространствах кожухотрубчатых теплообменников, какие виды их конструкции вам известны?

12. Какие варианты крепления труб в трубных решетках вам известны? Укажите наиболее распространенный способ крепления труб в решетке.

13. Как определяются абсолютная и относительная погрешности, от каких факторов зависят и как вычисляются?

14. Как изменяется скорость движения теплоносителя в трубном пространстве теплообменника с увеличением количества ходов?

15. Укажите порядок определения экспериментальным путем гидравлического сопротивления теплообменника в изотермических условиях.

Лабораторная работа 4

ГИДРОДИНАМИКА АППАРАТА С ПЕРЕМЕШИВАЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ

Цели работы:

1. Ознакомиться с теоретическими основами гидродинамики процесса перемешивания.

2. Освоить методику расчета гидродинамических характеристик процесса: основных локальных или осредненных характеристик поля скоростей в объеме аппарата; значений осевой и радиальной сил, действующих на мешалку; глубину воронки; мощность перемешивания.

3. Выполнить эксперимент по определению мощности, затрачиваемой на перемешивание в гладкостенном аппарате и в аппарате с отражательными перегородками для различных типов мешалок.

Введение

Перемешивание – обязательное условие успешного проведения разнообразных технологических операций. На производстве перемешивание осуществляется в процессах:

1) суспендирования и эмульгирования с целью обеспечения равномерного распределения и дробления до заданной дисперсности газа или жидкости в жидкости, а также распределения твердых частиц в объеме жидкости;

2) гомогенизации с целью усреднения в перемешиваемом объеме концентраций или температур;

3) интенсификации тепломассообмена.

Для осуществления таких процессов, проводимых, как правило, в жидкой неоднородной среде, используются аппараты с мешалками. Под жидкой неоднородной средой понимается од-

но- или многокомпонентная среда с неравномерной концентрацией или температурой, а также жидкая неоднородная система, состоящая из дисперсной фазы, распределенной в жидкой дисперсионной среде. Основные процессы химической технологии делятся на физические и химические. Классификация этих процессов основана на физико-химических законах, по которым эти процессы протекают. Условно можно считать, что, по сравнению с остальными, гидромеханические процессы являются наиболее простыми, поэтому комплекс требований, предъявляемых к аппаратам, должен все более и более возрасти с увеличением количества технологических операций, для осуществления которых он предназначен. Независимо от назначения аппарата основой его расчета должен быть гидродинамический расчет, дополненный по мере необходимости расчетами других, усложняющих его процессов.

1. Теоретическая часть

Наиболее важное значение в работе аппарата имеет тип и конструкция перемешивающего устройства, работа которого заключается в превращении упорядоченной механической энергии за счет сил сопротивления, создаваемых корпусом аппарата. В результате этого перемешивающее устройство осуществляет диссипацию энергии в объеме аппарата, величина которой зависит как от конструкции мешалки и характеристики привода, так и от конструкции аппарата и его внутреннего устройства. Все эти характеристики аппарата в совокупности определяют мощность перемешивания N , которая зависит от режима течения жидкости в аппарате. Мерой мощности перемешивания может также служить объемная мощность, характеризующая диссипацию энергии в аппарате:

$$\varepsilon = N/V_{\text{ж}}, \quad (1)$$

где $V_{\text{ж}}$ – объем перемешиваемой жидкости, равный при коэффициенте заполнения аппарата χ объему аппарата V (под коэффициентом χ в данном случае понимается отношение $V_{\text{ж}}/V$).

В аппарате любого объема в зависимости от частоты вращения мешалки n имеют место различные гидродинамические режимы движения жидкости, определяющие величину ε . Области работы аппаратов поэтому могут быть охарактеризованы мерой этой величины – критерием мощности K_N , который определяют по формуле [9]:

$$K_N = \frac{N}{\rho n^3 d_m^5}, \quad (2)$$

где ρ – плотность перемешиваемой среды, кг/м^3 ; d_m – диаметр мешалки, м.

Для аппаратов всех типов значение K_N определяется, в первую очередь, центробежным критерием Рейнольдса, поскольку :

$$K_N = f(\text{Re}_{\text{ш}}). \quad (3)$$

При этом

$$\text{Re}_{\text{ш}} = \frac{\rho n d_m^2}{\mu}, \quad (4)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости, $\text{Па}\cdot\text{с}$.

Зависимость (3) характеризует наиболее общие закономерности движения жидкости в аппарате. Более детальный анализ показывает, что критерий мощности определяется также и другими неуказанными здесь параметрами, которые в виде определенных безразмерных групп и критериев вводятся в рассмотрение по мере необходимости.

1.1. Гидродинамика быстроходных перемешивающих устройств в гладкостенном аппарате

Целью гидродинамического расчета является определение основных локальных или осредненных характеристик поля скоростей в объеме аппарата, а также значений осевой и радиальной сил, действующих на мешалку, глубину воронки и мощность перемешивания.

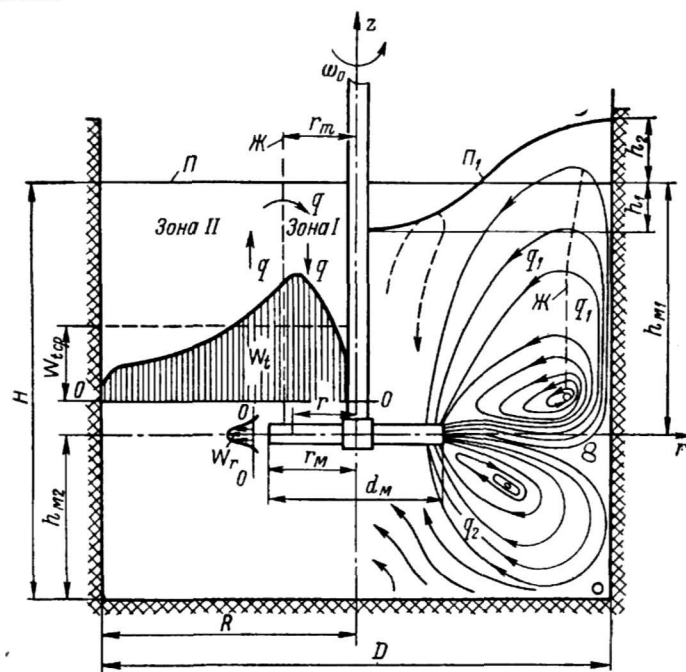


Рис. 1. Схема движения потоков жидкости в гладкостенном аппарате с быстроходной мешалкой (правая часть рис.) и двухзонная математическая модель (левая часть рис.)

1.1.1. Поле скоростей в гладкостенных аппаратах. Поле скоростей в гладкостенных аппаратах является трехмерным и характеризуется окружной (тангенциальной) W_t , радиальной W_r

и осевой W_z составляющими абсолютной скорости W . На рис. 1 представлена схема движения жидкости в вертикальной плоскости аппарата (правая часть рис.). Сплошными линиями показаны траектории частиц жидкости, имеющих равные скорости. В аппаратах такого типа $W_t > W_r$ и $W_t > W_z$, поэтому в рабочем пространстве преимущественно имеет место окружной поток, в результате которого плоская поверхность жидкости, обозначенная при $n = 0$ буквой Π , при $n > 0$ изменяется из-за образования воронки с профилем поверхности Π_1 . Максимальное повышение уровня у стенки аппарата обозначено через h_2 ; понижение уровня жидкости в центре воронки – через h_1 .

В гладкостенном аппарате можно выделить зону I, где в диапазоне $0 \leq 2r \leq d_m$

$$W_t = 2\pi n r \left(\psi_1 \left(\frac{2r}{d_m} \right)^3 + \psi_2 \left(\frac{2r}{d_m} \right)^2 + 1 \right) \quad (5)$$

и зону II, где в диапазоне $d_m \leq 2r \leq D$

$$W_t = \pi n d_m^2 (\psi_1 + \psi_2 + 1) (2r)^{-1}. \quad (6)$$

Зависимости (5) и (6) справедливы для быстроходных мешалок с симплексом геометрического подобия $\Gamma_D = D/d_m \geq 1,5$. В них n – частота вращения мешалки диаметром d_m ($d_m = 2r_m$); r – текущий радиус; r_m – радиус мешалки; ψ_1 и ψ_2 – параметры распределения скорости, связанные между собой зависимостью:

$$\psi_2 = -\Phi_1 - \Phi_2 \psi_1. \quad (7)$$

Для быстроходных мешалок значения Φ_1 и Φ_2 постоянны и равны 0,5 и 1,25.

Для определения значений ψ_1 и ψ_2 по рис. 2 используется параметр гидравлического сопротивления

$$E = \varphi (\zeta_m z_m \text{Re}_{\text{ц}}^{0,25})^{-1}, \quad (8)$$

где ζ_m – коэффициент сопротивления мешалки; z_m – число мешалок на валу; $\text{Re}_{\text{ц}}$ – критерий Рейнольдса, определяемый по формуле (4); φ – параметр высоты заполнения.

Для аппаратов со свободной поверхностью жидкости ($\chi = 1$)

$$\varphi = \frac{8H}{D} + 1. \quad (9)$$

Значения окружных скоростей в зонах I и II (рис. 1) используются в дальнейшем для технологических расчетов.

1.1.2. Глубину воронки в гладкостенном аппарате находят по формуле

$$z_0 = 0,5 n^2 d_m^2 B g^{-1}, \text{ м}, \quad (10)$$

в которой

$$B = B_1 + B_2,$$

где: $B_1 = \pi^{-2} (1 + \psi_2 + 0,8\psi_1 + 0,57\psi_1\psi_2 + 0,33\psi_2^2 + 0,25\psi_1^2)$;
 $B_2 = r_v^2 (1 + \psi_1 + \psi_2)^2 (r_m^{-2} - R^{-2})$; R – внутренний радиус аппарата, м.

Глубина воронки в гладкостенном аппарате является одним из параметров, ограничивающих частоту вращения вала мешалки, поскольку при частоте вращения $n_{\text{пред}}$, называемой предельной, воронка достигает ступицы. При этом начинает оголяться поверхность мешалки, увеличивается количество засасываемого мешалкой воздуха и усиливается вибрация вала. Для улучшения условий работы аппарата добиваются, чтобы глубина воронки не превышала значений, определенных неравенством

$$z_0 \leq h_{m1}. \quad (11)$$

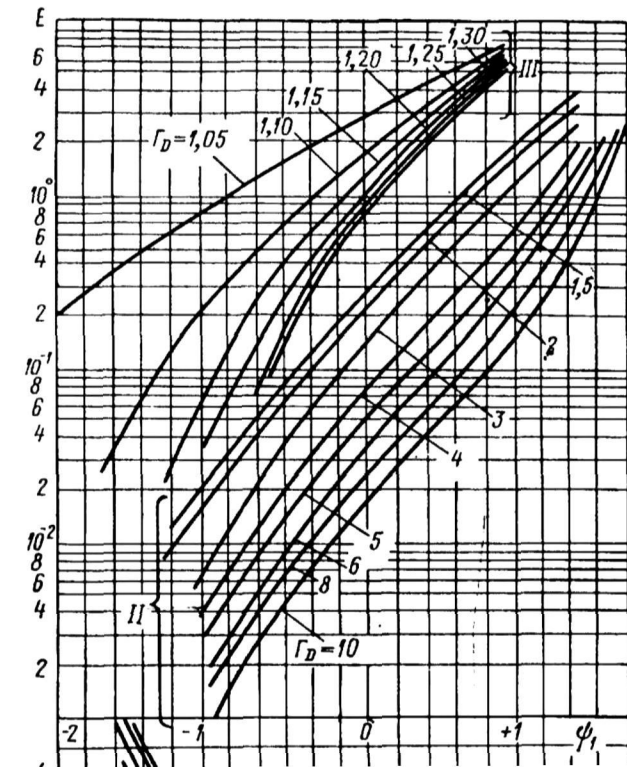


Рис. 2. Зависимость параметра гидравлического сопротивления E от ψ_1 : II – для лопастной, трехлопастной, открытой и закрытой турбинных; шестилопастной, лопастной и лопастных эмалированных; III – для рамных и якорных эмалированных мешалок

Значение $n_{\text{пред}}$ находят методом последовательных приближений, то есть задают значения n , которые выбирают из ряда частот вращения выходного вала мотор-редуктора, и по формуле (11) с использованием зависимости (10) определяют глубину z_0 , которая должна удовлетворять неравенству (11).

1.1.3. *Определение критерия мощности* K_N расчетным путем производится по формуле:

$$K_N = 4\zeta_m K_1. \quad (12)$$

Для одно- и трехлопастных, открытых и закрытых турбинных шестилопастных мешалок коэффициент

$$K_1 = 0,1\psi_1^2 + 0,222\psi_1\psi_2 + 0,125\psi_2^2. \quad (13)$$

1.1.4. *Силы, действующие на лопасти быстроходных мешалок.* Вращение мешалок приводит к возникновению радиальных и осевых сил, действующих на лопасти мешалок. Эти силы вызывают изгибающий момент, который можно разложить на момент M_z , вызванный осевой силой P_z , и на момент M_t , вызванный окружной силой P_t . При этом $P_z/P_t = \text{ctg}\alpha$, где α – угол наклона лопасти.

Для лопастных, турбинных открытых и закрытых мешалок $P_z = 0$.

Сила P_t связана с моментом вращения $M_{кр}$ и мощностью перемешивания N соотношением

$$P_t = \frac{M_{кр}}{zr} = \frac{16,25N}{zrn}, \quad (14)$$

в котором r – радиус приложения суммарной окружной силы; z – число лопастей мешалки.

1.2. Гидродинамика в аппарате с внутренними устройствами

В качестве внутренних устройств, встраиваемых в корпус аппарата, наиболее часто применяются отражательные перегородки, трубы передавливания и змеевики.

Отражательные перегородки представляют собой плоские пластины шириной b_n и высотой h_n (рис. 3), закрепленные вертикально на внутренней поверхности цилиндрической части корпуса аппарата. Установка отражательных перегородок изменяет структуру потока жидкости в аппарате, что приводит к увеличению потребляемой мощности, увеличению интенсивности перемешивания и ликвидации воронок.

Аналогичное влияние на особенности движения жидкости в аппарате оказывают и другие устройства в тех случаях, когда сопротивление, оказываемое этими устройствами потоку жидкости, идентично сопротивлению отражательных перегородок. В первом приближении такое равенство имеет место при

$$0,4 \leq \sum b_{nn}/D \leq 0,5. \quad (15)$$

В данном выражении $\sum b_{nn}$ – суммарная ширина всех внутренних устройств, установленных в корпусе аппарата с внутренним диаметром D . Данное неравенство для случая четырех отражательных перегородок шириной b_n идентично равенству $(b_n/D) \approx 0,1$, которое обычно используется при конструировании корпусов аппаратов с отражательными перегородками.

На рис. 3 показано поле меридиональных скоростей, представляющее собой линии $E = \text{const}$, при этом $E \approx W_z/(\pi n d_m)$.

На этом же рисунке показаны изменение профиля W_r , а также идеализированный профиль меридиональных скоростей $W_z = f(r)$. Поле скоростей такого типа имеет место в аппаратах, оборудованных отражательными перегородками, геометрические размеры которых выбраны в пределах, определенных неравенством (15).

Другие внутренние неподвижные устройства, установленные в корпусе гладкостенного аппарата, так же, как и отражательные перегородки, оказывают влияние на структуру потока в

аппарате. Экспериментальные данные показывают, что это влияние будет идентичным влиянию отражательных перегородок, когда комплекс

$$\Phi_{\Pi} = \frac{2,5 \sum F_{\text{BH}}}{D} > 1,0. \quad (16)$$

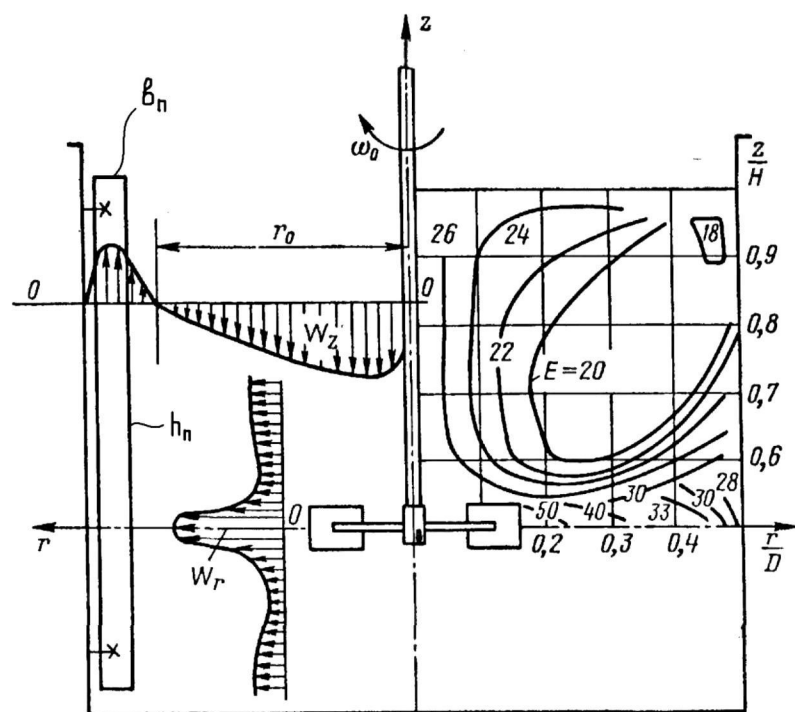


Рис. 3. Структура потоков в аппарате с отражательными перегородками (правая часть рис.) и модель этой структуры $W_z = f(r)$ (левая часть рис.)

Здесь $\sum F_{\text{BH}}$ – проекция суммарной площади всех внутренних устройств на плоскость, перпендикулярную потоку жидкости.

В тех случаях, когда выдержаны условия (15) и (16), окружное движение жидкости в области мешалки трансформируется таким образом, что в остальной части аппарата $W_z \gg W_t$ и $W_z \gg W_r$.

Для аппаратов с отражательными перегородками критерий мощности находят по формуле

$$K_N = 4 \zeta_m z_m K_{\Pi}, \quad (17)$$

где безразмерный коэффициент мощности K_{Π} определяется функцией $K_{\Pi} = f(\Pi)$, где параметр Π выражается зависимостью

$$\Pi = 2 \Gamma_D z_{\Pi} h_{\Pi} \zeta_m^{-1} z_m^{-1} D^{-1} \ln \frac{D + 2b_{\Pi}}{D}. \quad (18)$$

Функция $K_{\Pi} = f(\Pi)$ для быстроходных мешалок представлена на рис. 4.

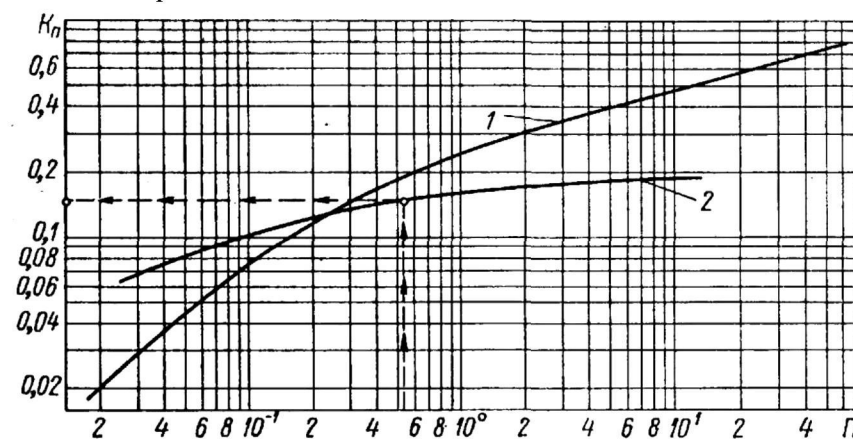


Рис. 4. Зависимость коэффициента мощности от параметра Π : 1 – для клетевых и рамных мешалок; 2 – для лопастных, трех- и шестилопастных, открытых и закрытых турбинных мешалок

2. Расчетная часть

2.1. Исходные данные к расчету

2.1.1. Конструктивные параметры лопастной мешалки: диаметр аппарата $D = 0,4$ м; диаметр мешалки $d_m = 0,25$ м; число лопастей $z = 2$; расстояние от днища аппарата до мешалки $h_{m2} = 0,07$ м; высота заполнения $H = 0,4$ м; число мешалок на валу $z_m = 1$; коэффициент сопротивления мешалки $\zeta_m = 0,88$ (табл. 14 [9]); частота вращения мешалки $n = 3,33$ об/с; заглубление мешалки $h_{m1} = 0,43$ м; плотность среды $\rho = 1000$ кг/м³; кинематическая вязкость среды $\mu = 0,001$ Па·с.

2.1.2. Конструктивные параметры трехлопастной мешалки: диаметр аппарата $D = 0,4$ м; диаметр мешалки $d_m = 0,16$ м; число лопастей $z = 3$; угол наклона лопасти $\alpha = 24^\circ$; ширина лопасти мешалки $h_m = 0,032$ м; расстояние от днища аппарата до мешалки $h_{m2} = 0,07$ м; высота заполнения $H = 0,4$ м; число мешалок на валу $z_m = 1$; коэффициент сопротивления мешалки $\zeta_m = 0,56$ (табл. 14 [9]); частота вращения мешалки $n = 3,33$ об/с; заглубление мешалки $h_{m1} = 0,43$ м; плотность среды $\rho = 1000$ кг/м³; динамическая вязкость среды $\mu = 0,001$ Па·с.

2.1.3. Конструктивные параметры турбинной открытой мешалки: диаметр аппарата $D = 0,4$ м; диаметр мешалки $d_m = 0,1$ м; число лопастей $z = 6$; высота заполнения $H = 0,4$ м; число мешалок на валу $z_m = 1$; коэффициент сопротивления мешалки $\zeta_m = 8,4$ (табл. 14 [9]); частота вращения мешалки $n = 3,33$ об/с; заглубление мешалки $h_{m1} = 0,43$ м; плотность среды $\rho = 1000$ кг/м³; динамическая вязкость среды $\mu = 0,001$ Па·с.

2.1.4. Конструктивные параметры отражательной перегородки: число перегородок $z_n = 4$; ширина перегородки $b_n = 0,04$ м; высота перегородки $h_n = 0,4$ м.

2.2. Методика выполнения расчета для аппарата без отражательных перегородок

Расчет гидродинамических характеристик.

2.2.1. Симплекс геометрического подобия по формуле $\Gamma_D = D/d_m$.

2.2.2. Центробежный критерий Рейнольдса – по формуле (4).

2.2.3. Параметр высоты заполнения – по формуле (9).

2.2.4. Параметр гидравлического сопротивления – по формуле (8).

2.2.5. Параметр распределения скорости ψ_1 – по рис. 2 при найденном значении симплекса подобия Γ_D .

2.2.6. Параметр распределения скорости ψ_2 – по формуле (7).

2.2.7. Глубина воронки z_0 (м) определяется по формуле (10).

2.2.8. Проверяется условие безопасной работы по формуле (11).

2.2.9. Критерий мощности находится по формуле (12).

2.2.10. Мощность перемешивания (Вт) находится по формуле (2).

2.2.11. По формулам (5) и (6) рассчитывают скорости и строят график профиля тангенциальной скорости $W_t = f(r)$.

2.2.12. Рассчитывают силы, действующие на лопасть мешалки у ее ступицы, наружный диаметр которой равен 0,03 м.

2.3. Методика выполнения расчета для аппарата с отражательными перегородками

Расчет гидродинамических характеристик аппарата производится в соответствии с пунктами 2.2.1-2.2.8.

2.2.9. Критерий мощности находится по формуле (17).

2.2.10. Мощность перемешивания (Вт) находится из формулы (2).

2.2.11. Рассчитывают силы, действующие на лопасть мешалки у ее ступицы, наружный диаметр которой равен 0,03 м.

3. Экспериментальная часть

3.1. Описание экспериментальной установки

Лабораторная установка по изучению гидродинамики аппарата с перемешивающим устройством (рис. 5), состоит из стенда, на котором смонтирован аппарат 1 с перемешивающим устройством 3, система контроля подачи воды 5 и измерительный блок 4. На крышке аппарата расположен привод 2, состоящий из двигателя постоянного тока (КПК-632 У2 180 W – 48 V, $n = 5000$ об/мин; КПД – 62 %); червячного однозаходного редуктора (передаточное отношение $i = 20$); жесткой муфты и фрикционной передачи.

Мощность перемешивания экспериментально определяется по величине фактической мощ-

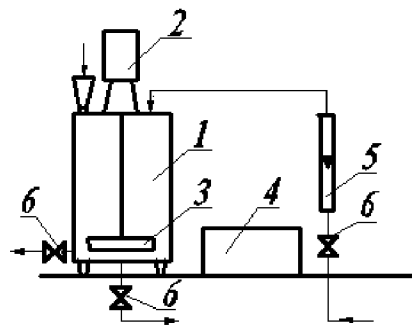


Рис. 5. Схема установки:
1 – аппарат с перемешивающим устройством; 2 – привод ПУ; 3 – мешалка; 4 – измерительный блок; 5 – ротаметр; 6 – вентиль

ности, потребляемой электродвигателем. Для этого снимаются показания вольтметра (U , В) и амперметра (I , А). Мощность электродвигателя $N_{эд}$, Вт рассчитывается как $N_{эд} = UI$.

Тогда экспериментальная мощность перемешивания будет равна:

$$N_{эк} = N_{эд} \eta_{эд} \eta_p \eta_{фп} \eta_{п}, \quad (19)$$

где $\eta_{эд} = 0,62$ (кпд электродвигателя); $\eta_p = 0,7 \div 0,75$ (кпд червячной передачи); $\eta_{фп} = 0,95$ – кпд фрикционной передачи; $\eta_{п} = 0,85$ (кпд подшипника опорного узла вала мешалки).

3.2. Методика проведения эксперимента

3.2.1. Аппарат заполняется водой на высоту H . Для этого закрываются выходные вентили 6 и открывается вентиль 6 на линии подачи воды.

3.2.2. Включается привод мешалки 2.

3.2.3. По истечении примерно 3-5 мин производится измерение напряжения и величины потребляемого тока (приборы установлены в измерительном блоке 4).

3.2.4. В процессе перемешивания через смотровое окно ведется наблюдение за структурой потока в аппарате.

3.2.5. По завершении процесса выключается энергопитание аппарата.

3.2.6. По формуле (19) рассчитывается экспериментальное значение мощности перемешивания.

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Описание и схему лабораторной установки.
2. Расчеты, выполненные в соответствии с разделом 2.
3. Графики профилей скоростей в аппарате без отражательных перегородок.

4. Результаты измерений и расчета мощности перемешивания.
5. Анализ полученных данных и выводы.

Контрольные вопросы

1. Промышленное применение процесса перемешивания.
2. Особенности течения жидкости в гладкостенных аппаратах с вращающимися мешалками.
3. Изменение профиля скоростей при установке отражательных перегородок.
4. Понятие об интенсивности и эффективности перемешивания.
5. Физический смысл центробежного числа Рейнольдса.
6. Физический смысл критерия мощности.
7. Какие мешалки считают тихо- и быстроходными?
8. В каких случаях рекомендуется использовать лопастные и турбинные мешалки?
9. Как вычисляется экспериментальная мощность перемешивания емкостного аппарата с одной лопастной мешалкой?
10. Какова цель гидродинамического расчета емкостных аппаратов с мешалками различных типов?
11. Какой параметр ограничивает частоту вращения вала мешалки в гладкостенном аппарате?
12. Какие силы действуют на лопатки быстроходных мешалок при вращении валов?
13. Опишите методику проведения эксперимента в емкостном аппарате с лопастной мешалкой.

Лабораторная работа 5

МОНТАЖ, ЦЕНТРОВКА И ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Цели работы:

1. Ознакомиться с конструкцией и принципом работы центробежного насоса и технологией монтажных работ.
2. Ознакомиться с методикой проведения центровки насосной установки на перекос (торцевое биение) и параллельное смещение осей (радиальное биение).
3. Произвести разборку, дефектацию деталей и узлов центробежного насоса, сборку.
4. Провести центровку центробежного насоса с приводом.
5. Испытание центробежного насоса.

1. Теоретическая часть

В химической промышленности вследствие относительной конструктивной простоты и удобства эксплуатации особое место занимают центробежные насосы для перекачки различных жидкостей [10]. На рис. 1 представлена схема одноступенчатого центробежного насоса консольного типа марки ФГ14.5 / 10. Его базовой деталью является опорная стойка 1, к которой шпильками крепится корпус 2. На консольной части вала 5, который находится в шарикоподшипниках опорной стойки, крепится рабочее колесо 4 одностороннего входа. В крышке запрессовано уплотняющее кольцо переднего уплотнения рабочего колеса. Концевое уплотнение сальникового типа (на рис. 1 кольцо гидрозатвора не показано). Материал основных деталей насоса (чугун, вал и крепеж) углеродистая сталь. Из-за значительного удаления подшипников от корпуса насоса и охлаждения вала в районе сальника их интенсивного нагрева обычно не наблюдается.

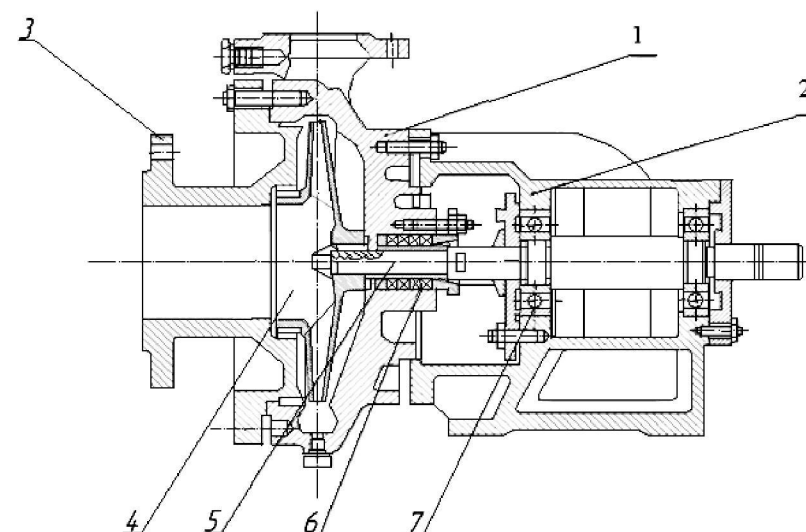


Рис.1. Схема центробежного насоса

Центробежный насос имеет улиткообразный корпус, внутри которого находится рабочее колесо, состоящее из двух дисков, соединенных изогнутыми лопастями. Жидкость, находящаяся между ними, приводится во вращение вместе с рабочим колесом. Каждая частица жидкости перемещается по сложной траектории. Центробежная сила, отбрасывая жидкость, заставляет ее двигаться радиально вдоль лопаток от оси колеса к периферии. Жидкость, увлекаемая лопатками вращающегося колеса, помимо радиальной приобретает еще и окружную скорость, одинаковую со скоростью колеса. Так как окружная скорость на периферии колеса больше, чем у входа лопатки, то абсолютная (равнодействующая) скорость жидкости на выходе из колеса больше, чем на входе. Таким образом, жидкость, проходящая через рабочее колесо центробежного насоса, приобретает добавочное количество энергии. Жидкость, стремительно выбрасываемая с периферии рабочего колеса, поступает в улиткообразный спиральный канал, который кольцом охватывает рабочее колесо. Увеличи-

вающееся к выходному патрубку поперечное сечение спирального канала приводит к плавному снижению большой скорости, полученной жидкостью на выходе из рабочего колеса, до нормальной скорости в трубопроводе. При этом часть кинетической энергии жидкости переходит в потенциальную, что сопровождается увеличением давления (напора) жидкости.

Центробежные насосы, не имеющие специальных пусковых устройств, перед пуском необходимо заливать перекачиваемой жидкостью. Чтобы заливаемая в насос жидкость могла в нем удержаться, на нижнем конце всасывающей трубы, опускаемой в бак, из которого насос забирает жидкость, устанавливают приемный обратный клапан с наружной сеткой. Этот клапан пропускает жидкость в одном направлении, в данном случае – к насосу. При заливке перед пуском или в случае остановки насоса клапан опускается на седло и жидкость из насоса не вытекает.

Выбор насоса в технологической схеме химических производств и установление его частоты вращения зависят от условий работы насоса (трубопровод с арматурой). Эти условия определяются так называемой характеристикой сети, то есть зависимостью между подачей и напором, необходимым для преодоления всех сопротивлений данной сети.

В процессе работы центробежного насоса его детали и узлы подвергаются износу, поэтому при эксплуатации насосных установок большое значение имеет их регламентированное техническое обслуживание, включающее в себя профилактический осмотр и своевременный ремонт оборудования.

Техническое обслуживание насосов. В период эксплуатации проверяют рабочие параметры: давление на всасывании, нагнетании, производительность, температуру подшипников и сальников, циркуляцию и расход охлаждающей воды; наличие и исправность КИП; отсутствие посторонних шумов и интенсивной вибрации; герметичность уплотнений и фланцевых соединений; наличие и правильность заполнения технической документации.

При контроле рабочих параметров необходимо руководствоваться паспортными данными завода-изготовителя и не допускать их превышения. Перечень основных неисправностей в работе центробежного насоса приведен в табл. 1.

Технология монтажных работ насосной установки включает следующие этапы: установку насосов на фундаментах, выверку насосной установки; ревизию насосов; присоединение трубопроводов; пробный пуск и дефектацию насосной установки. Рассмотрим некоторые из этих этапов.

Ревизия насосов включает его разборку, осмотр всех деталей и узлов, промывку их в керосине с целью удаления консервирующей смазки, проверку зазоров между деталями насоса и в подшипниках, сборку и регулировку систем смазки и охлаждения насоса и центровку его с приводом.

Пробный пуск насосной установки. Монтаж насосов завершается пробным пуском агрегата, регулированием взаимодействия узлов агрегата на холостом ходу, постепенным его нагружением и измерением его рабочих характеристик.

Перед пробным пуском агрегата необходимо проверить правильность взаимного расположения, надежность крепления отдельных узлов. Картерные емкости агрегата надо заполнить маслом, а в подшипники скольжения подать смазку.

Перед пуском агрегат прокручивают вручную на один рабочий цикл для того, чтобы убедиться в отсутствии местных заеданий движущихся деталей, их касания с неподвижными деталями. Первый пуск производят на короткое время вхолостую. При этом отмечают общий характер работы насосной установки (спокойный, с толчками, с ударами), состояние подшипников (нагрев, выброс масла в зазоры у подшипников скольжения, утечку масла в крышках и уплотнениях, шум у подшипников качения), работу смазочной системы, работу систем охлаждения (показания манометров и термометров).

Таблица 1

Основные неисправности в работе центробежного насоса

Неполадки	Возможные причины	Способы устранения
Насос не подает жидкость	Насос и всасывающая труба не были залиты перед пуском; насос полностью или частично заполнен воздухом; неплотности на всасывающем трубопроводе и сальнике; велико сопротивление всасывающего и нагнетающего трубопроводов	Заполнить насос водой, устранить неплотности, проверить состояние всасывающей трубы
Насос не развивает необходимого напора	Износ рабочих и уплотняющих колец	Отремонтировать насос
Вибрация насоса	Ослабление крепления фундаментных болтов; нарушение центровки валов насоса и электродвигателя, выход из строя соединительной муфты	Подтянуть фундаментные болты, проверить соединительную муфту и центровку насоса с электродвигателем
Нагрев корпуса насоса	Работа насоса при закрытой задвижке; высокая температура перекачиваемой среды	Ограничить работу насоса на холостом ходу, перекачивать жидкость, соответствующую условиям эксплуатации
Нагрев гидравлической пяты	Засорены или перекрыты каналы, подводящие воду к разгрузочному диску	Очистить канал, открыть вентиль подачи воды
Нагрев подшипников	Недостаточное количество масла или его загрязнение; выкрашивание подшипника или недостаточный зазор в нем	Проверить количество и качество масла; при необходимости вскрыть подшипник

При первом пуске особое внимание должно быть обращено на состояние КИП, так как в линии приборов могут оказаться окалина, грязь. Температура подшипников не должна превышать температуру в помещении более чем на 60°C.

Дополнительную регулировку узлов насосной установки производят только после ее остановки (кроме тех узлов, которые допускают регулировку на ходу). Центробежные насосы проверяют на воде или нефтепродукте. Нагрузку на насос создают постепенно и доводят ее до номинальной в несколько приемов. Общая длительность испытания должна составлять 8-12 ч. При пробном пуске насоса снимают характеристики напора, показатели температуры сальников и подшипников, частоты вращения двигателя.

Дефектация. В процессе разработки оборудования производится трехступенчатая дефектация, завершающаяся оформлением дефектной ведомости (табл. 2), составлением схем и эскизов дефектных деталей. Предварительная дефектация осуществляется перед остановкой оборудования на ремонт. При разборке ведется поузловая, а затем и подетальная дефектация. Целью этой дефектации является выявление наиболее вероятных мест нарушения правильности сопряжения сборочных единиц и деталей между собой. Проводится наблюдение за фактическими функциональными показателями работоспособности машины, проверка температуры нагрева узлов трения, проверка вибраций, ударов, характера стуков и т. д. Обязательно анализируются записи в ремонтных журналах (табл. 3) и картах.

При поузловой дефектации выявляются отклонения узлов от заданного взаимного положения. В ходе подетальной дефектации определяются возможности повторного использования деталей и характер требуемого ремонта.

Осуществляется сортировка деталей на следующие группы:

1) детали, имеющие износ в пределах допуска и годные для повторного использования без ремонта;

2) детали, имеющие износ выше допуска, но пригодные для ремонта;

3) детали, имеющие износ выше допуска и непригодные для ремонта.

Таблица 2

Предприятие КНИТУ
Цех лаборатория каф. МАХП

УТВЕРЖДАЮ
Главный механик (энергетик)
«___» _____ 20__ г.

ВЕДОМОСТЬ ДЕФЕКТОВ

на _____ ремонт _____
(вид ремонта) (наименование оборудования)
Инв. № _____

№ п / п	Наименование узлов и деталей, подлежащих ремонту, перечень дефектов и мероприятия по их устранению	Но- мер чер- тежа	Необходимые материалы и запасные части			Ответственный исполнитель ремонта (фамилия, должность)	Примечание
			наименование	единица измерения	количество		
1	2	3	4	5	6	7	8

Проверил: инженер каф. МАХП _____ Зав. кафедрой МАХП _____
Руководитель ремонта (зав. лабор. каф. МАХП) _____

Для определения состояния деталей применяются внешний осмотр, обмер, а также методы, которые позволяют обнаружить скрытые дефекты (магнитная и ультразвуковая дефектоскопия и рентгенография). Внешний осмотр позволяет выявить видимые пороки деталей: наружные трещины, изгибы, задиры, выкрашивание или износ антифрикционного слоя, срыв резьбы, коррозию и т.д. Осмотр завершается обмером с помощью измерительного инструмента.

Таблица 3

Предприятие КНИТУ
Цех лаборатория каф. МАХП

РЕМОНТНЫЙ ЖУРНАЛ

по учету проведенного ремонта и осмотра оборудования

Наименование оборудования, № позиции _____

Инв. № _____, паспорт _____

Вид и дата ремонта		Фактически отработавшее число часов после предыдущего ремонта (числитель) и простой в ремонте (знаменатель)	Краткое описание проведенных работ	Должность, фамилия и подпись ответственного:		Примечание
начало	конец			проводившего ремонт	принявшего из ремонта	

Методика проведения центровки насосной установки. В насосных агрегатах очень важно предохранять подшипники и другие детали от дополнительных нагрузок, возникающих при отклонениях осей валов насоса и привода от правильного их положения. Такими отклонениями являются перекос и радиальное смещение осей при сохранении их параллельности, сочетания перекоса и радиального смещения, неправильное расхождение торцов полумуфт в осевом направлении. Для выявления несоосности и его устранения агрегат центрируют, добиваясь удовлетворительного совпадения геометрических осей ротора насоса и ротора привода. Как правило, центровку насосной установки производят при капитальном ремонте центробежного насоса, что позволяет обеспечить максимальную соосность, минимальный перекос осей вала насоса и электродвигателя. При неправильной центровке появляются вибрации насосной установки, чрезмерный нагрев и преждевременный износ подшипников, вала, колеса и направляющего аппарата.

Существуют различные методы центровки. Так, соосность двух валов может быть проверена с помощью стрелок. Осевые и радиальные стрелки жестко крепятся с помощью хомутов на концах валов или, чаще, на полумуфтах, насаженных на валы. Осовой и радиальный зазоры измеряют с помощью щупа в четырех положениях вала при его поворотах на 90° . При соосности радиальные и осевые размеры будут одинаковыми во всех положениях вала.

Грубую или предварительную проверку соосности на практике осуществляют по наружной поверхности полумуфт с помощью металлической линейки и щупа (рис. 2). К одной из полумуфт прикладывают металлическую линейку и щупом проверяют зазоры между линейкой и второй полумуфтой, смещая при необходимости в нужную сторону вал электродвигателя.

Затем щупом (или набором пластин и штангенциркулем с ценой деления $0,05\text{ мм}$) проверяют величину торцевых зазоров, разворачивая в нужном направлении центрируемый вал. Выверенные полумуфты соединяют пальцами с гибкими резиновыми элементами. При соосности металлическая линейка должна ложиться без зазоров на обе полумуфты. Расстояния между торцовыми поверхностями полумуфт в четырех точках, смещенных по окружности на 90° , должны быть одинаковыми.

Одним из распространенных методов центровки насосных установок является метод центровки по полумуфтам. Он заключается в замерах по торцу для определения пересечения осей ва-

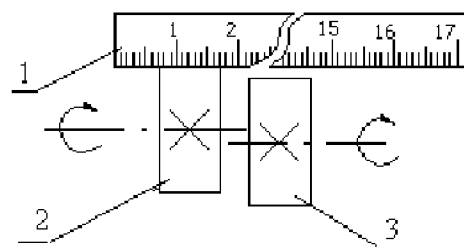


Рис. 2. Центровка на наружной поверхности полумуфты насоса с помощью металлической линейки и щупа

лов (роторов) и в замерах по окружности полумуфт для определения смещения осей в четырех положениях валов последовательным поворотом их на 90° в пределах полной окружности. Центровку выполняют, используя специальные приспособления, которые позволяют производить необходимые замеры с помощью щупа или индикаторов.

Конструкция приспособлений (скобы, держалки для индикаторов и хомуты крепления) должна обладать необходимой жесткостью и прочно крепиться на полумуфтах.

Перед центровкой необходимо убедиться, что валы насоса и электродвигателя свободно, не задевая за уплотнения, вращаются в подшипниках; шейки валов чисты, смазаны, не имеют повреждений и нормально прилегают к вкладышам; вкладыши плотно прилегают к своим постелям. В насосной установке без редуктора электродвигатель прицентровывается к выверенному и закрепленному насосу. А при центровке насосной установки с редуктором за базу принимают редуктор, валы которого укладывают горизонтально, а затем производят центровку агрегата от полумуфт в сторону электродвигателя и в сторону насоса.

Схема измерения и записи результатов центровки валов по полумуфтам с использованием индикаторной скобы представлена на рис. 3.

Полумуфты центруемых валов с установленными на них приспособлениями совмещают по маркировкам, соответствующим их взаимному положению, и устанавливают маркировками вверх. С помощью линейки по полумуфтам делают мелом отметки, разделяющие окружности полумуфт на четыре равные части (по вертикали и горизонтали). В процессе центровки обе полумуфты вращают совместно в направлении вращения насоса. От начального положения (маркировки вверх) полумуфты последовательно поворачивают на 90° , 180° , 270° и 360° , то есть каждый раз на четверть окружности (в соответствии с отметками мелом). В каждом j-положении полумуфты проводят 5 замеров

(рис. 3а): один по окружности (a^j) и четыре по торцу ($\delta_1^j - \delta_4^j$). Результаты центровки заносят в табл. 4, а общий результат записывают в формуляр (рис. 3б), в котором внутри кругов помещают данные центровки по торцу, а снаружи – центровки по окружности.

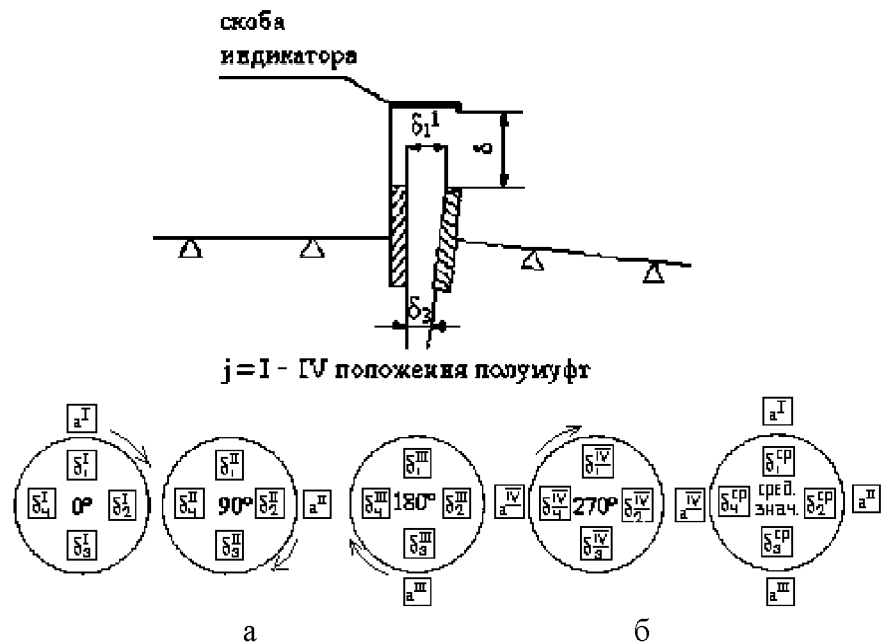


Рис. 3. Схема измерения и записи результатов центровки валов по полумуфтам с использованием индикаторной скобы: а – схема измерения; б – формуляр результатов центровки

В формуляр центровки валов заносят результаты замеров среднего торцевого биения и радиального a^j по выражению

$$\delta_i^{cp} = \sum_{j=1}^{IV} \delta_i^j / 4,$$

где $\delta_i^{cp} \leq \delta_{доп}$; $a^j \leq a_{доп}$; $i = 1 - 4$; $j = I - IV$; δ_i^{cp} – средний результат замеров торцевого биения по четырем измерениям; $\delta_{доп} = 0,20$ мм, $a_{доп} = 0,10$ мм – допускаемые торцевое и радиальное биения.

Таблица 4

Результаты центровки валов насоса и электродвигателя при помощи индикаторной скобы и щупа

№ точки	Измерения отклонений в осевом направлении (торцевое биение) в положениях I-IV, мм					Измерения отклонений в радиальном направлении (радиальное биение) в положениях I-IV, мм			
	I 0°	II 90°	III 180°	IV 270°	δ_i^{cp}	I 0°	II 90°	III 180°	IV 270°
1	δ_1^I	δ_1^{II}	δ_1^{III}	δ_1^{IV}		a^I			
2	δ_2^I	δ_2^{II}	δ_2^{III}	δ_2^{IV}			a^{II}		
3	δ_3^I	δ_3^{II}	δ_3^{III}	δ_3^{IV}				a^{III}	
4	δ_4^I	δ_4^{II}	δ_4^{III}	δ_4^{IV}					a^{IV}

Так как при каждом повороте полумуфт торцевые зазоры замеряют в четырех точках, расположенных на концах двух взаимно перпендикулярных диаметров, то осевые смещения, возможные при повороте валов не влияют на результаты центровки. Не влияет также и некоторая эксцентричность посадки муфт, так как полумуфты центруемых валов совмещены по маркировкам и их поворачивают одновременно.

Для повышения точности замеров щупом зазоры в приспособлениях не должны превышать 0,5 мм (для замера следует подбирать меньшее число пластин щупа). Если же расстояния между торцами полумуфт значительны, целесообразно использовать шлифованные пластины определенной толщины, чтобы свести остаточный зазор, замеряемый щупом к допустимому значению.

Результаты измерений для контролируемой точки на муфте суммируют, а для получения среднего значения суммы делят на

число измерений в этой точке, что и является результирующей записью центровки по торцу. Для ясности представления о центровке запись упрощают, то есть из полученных значений вычитают наименьшее. Тогда по меньшей мере одна точка должна получиться со значением «нуль» (приведенная запись центровки).

Разность замеров в диаметрально противоположных точках окружности полумуфт покажет, есть ли расцентровка, каковы ее значение и характер. Расцентровка, записанная в формуляре (рис. 3б) в виде круговой диаграммы, дает представление, в какую сторону и на сколько нужно сместить двигатель. Половина разности радиальных зазоров двух противоположных положений показывает, на какую величину вал электродвигателя смещен в вертикальной или горизонтальной плоскостях. Разность торцевых зазоров показывает угловое смещение валов.

Положение электродвигателя в вертикальной плоскости регулируют прокладками под лапы, а в горизонтальной плоскости – смещением их в отверстиях под анкерные болты (ломиком и молотком).

При проверке центровки возможны следующие взаимные положения осей центрируемых валов:

- 1) плавное сопряжение осей: $\delta_1 = \delta_2, a_1 \neq a_2$;
- 2) ось одного вала смещена параллельно оси другого: $\delta_1 = \delta_2, a_1 = a_2$;
- 3) ось одного вала расположена под некоторым углом к оси другого: $\delta_1 \neq \delta_2, a_1 = a_2$.

Взаимный перекося осей с достаточной степенью точности может быть определен по формулам (рис. 4)

$$x = \delta \cdot l / D \cdot \sin \alpha; \quad y = x \cdot h / l,$$

где $\delta = \delta' - \delta''$ – расцентровка при перекося в вертикальной и горизонтальной плоскостях, мм; l – расстояние между средними сечениями вкладышей, мм; D – диаметр полумуфты, мм; h – расстояние от плоскости полумуфты до ближайшего к ней вкладыша, мм.

Значения x и y дают представление о смещении валов в обоих подшипниках, необходимом для уточнения центровки.

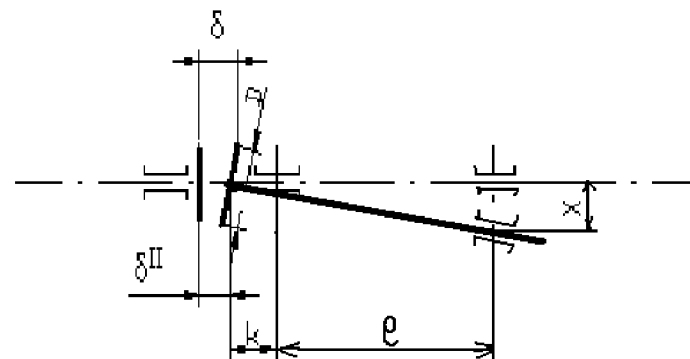


Рис. 4. Схема определения смещения центрируемых валов

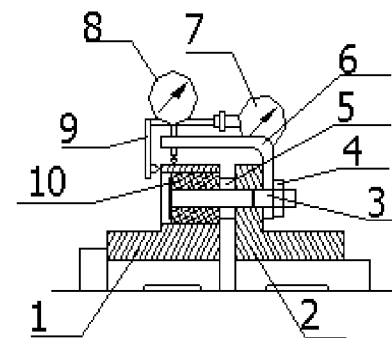


Рис. 5. Схема центровки валов по полумуфтам с использованием индикаторов часового типа: 1 – полумуфта вала насоса; 2 – полумуфта вала электродвигателя; 3 – палец; 4 – гайка; 5 – шайба; 6 – держатель для индикаторов; 7, 8 – индикаторы; 9 – скоба; 10 – резиновые элементы

Допустимые значения параллельного смещения осей и их перекоса при диаметре муфты 500 мм в соответствии со СНИП Ш-Г 10.2-62 даны в табл. 5. При диаметре муфты менее или более 500 мм указанные в этой таблице допуски должны быть уменьшены или увеличены пропорционально отношению диаметров муфт.

Обычно центровку исправляют изменением положения вкладышей. Эту операцию выполняют подшабриванием установочных колец.

Таблица 5

Допустимые значения смещения осей и их перекоса

Частота вращения вала ротора, с^{-1}	до 12,5	25	50	более 50
допустимый перекос муфт (в мм):				
- жестких	0,08	0,06	0,04	0,02
- упругих пальцевых	0,10	0,08	0,06	0,04
- зубчатых	0,15	0,12	0,1	0,08

Одним из наиболее распространенных методов центровки насосных установок является метод центровки по полумуфтам с использованием индикаторов часового типа. Центровку роторов индикатором проводят, например, при замене или перезаливке вкладышей подшипников, при замене уплотнения вала насоса, после правки валов, после замены ротора или элементов направляющих аппаратов, а также при выявлении общей расцентровки.

В этом случае необходимо собрать на полумуфтах приспособление для центровки вала насоса с валом электродвигателя по следующей схеме (рис. 5). Перед проведением центровки насоса с приводом следует снять гайку 4, стягивающую полумуфты муфтового соединения валов насоса и электродвигателя. Закрепить держатель индикатора 6 на резьбовом конце пальца 3. Для замера радиального биения установить индикатор 8, а для замера торцевого – индикатор 7 со скобой 9. Произвести регулировку индикаторов 7 и 8 на начальные положения. Плавное повернуть полумуфты в направлении вращения электродвигателя в поло-

жение 1 и по индикаторам снять показания торцевого δ_1^I и радиального a_1^I биений. Замеры произвести в четырех положениях I–IV через каждые 90° поворота. В данном случае вал насоса принимают за базовый, положение насоса в пространстве не изменяют, а центрирование валов обеспечивается изменением положения электродвигателя. Результаты замеров торцевых δ_1^I , δ_1^{II} , δ_1^{III} , δ_1^{IV} и радиальных a_1^I , a_1^{II} , a_1^{III} , a_1^{IV} биений заносят в графу 1 табл. 6.

Если торцевые и радиальные биения не удовлетворяют предельно возможным $\delta_{\text{доп}} < 0,20$ мм и $a_{\text{доп}} \leq 0,10$ мм, то производят демонтаж устройства, разбалчивают или слегка освобождают крепление электродвигателя к раме и изменяют положение электродвигателя по вертикали при помощи прокладок, а по горизонтали – небольшим перемещением его в нужном направлении. Далее закрепляют электродвигатель к раме, устанавливают устройство на полумуфте электродвигателя, измеряют радиальные и торцевые биения вышеописанным методом и заносят замеры в графу 2 табл. 6. Этот процесс повторяют до тех пор, пока радиальные и торцевые биения не будут превышать предельно возможные. После этого окончательный результат центровки валов электродвигателя и насоса заносится в формуляр (рис. 3б).

Более точное центрирование валов обеспечивается оптическими методами измерений, которые можно подразделить на две группы: с установкой измерительных приборов вне контролируемого изделия и на самом изделии. Оптические измерения выполняют с помощью комплекта приборов и приспособлений, в который входят зрительная труба, штатив, марка, центроискатель для ориентации марки в требуемом положении, экран для подсвета марки, наклонный уровень для контроля горизонтальности зрительной трубы.

С помощью зрительной трубы фиксируют визирную базовую линию микрометром, находящимся в ней, определяют отклонение в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Марка – приспособ-

*Результаты центровки валов насоса и электродвигателя
подмуфтами с использованием индикаторов часового типа*

№ испытания	Измерения отклонений в осевом направлении (торцевое биение) в положениях I-IV, мм				Измерение отклонений в радиальном направлении (радиальное биение) в положениях I-IV, мм				Торцевое биение, мм	Радиальное биение, мм
	I 0°	II 90°	III 180°	IV 270°	I 0°	II 90°	III 180°	IV 270°		
1	δ_1^I	δ_1^{II}	δ_1^{III}	δ_1^{IV}	a_1^I	a_1^{II}	a_1^{III}	a_1^{IV}	0,20	0,10
2	δ_2^I	δ_2^{II}	δ_2^{III}	δ_2^{IV}	a_2^I	a_2^{II}	a_2^{III}	a_2^{IV}		
...	...	...	...	...	...	...	...	...		
n	δ_n^I	δ_n^{II}	δ_n^{III}	δ_n^{IV}	a_n^I	a_n^{II}	a_n^{III}	a_n^{IV}		

Описание установки

Двигатель трехфазный, напряжение питания 220 / 380 В, мощность 1.5 кВт, число оборотов 1400 об / мин.

Насос и электродвигатель соединены между собой упругопальчиковой муфтой 3. Для предохранения обслуживающего пер-

В стол вмонтирована электроаппаратура 22-25 для включения и выключения насосной установки, а также бак с водой 11 для водоснабжения насоса. Бак 11 снабжен уровнемером воды 18. Вода в бак поступает путем последовательного открытия вентилей 19, 20, 26, поднимается по всасывающему трубопроводу и заполняет полость корпуса центробежного насоса. Для исключения слива воды из полости корпуса центробежного насоса на нижнем конце всасывающего трубопровода установлен обратный клапан 15. Транспортировка воды насосом 5 происходит при открытом вентиле 7 и закрытых вентилях 6, 10, 17, 19, 20, 26.

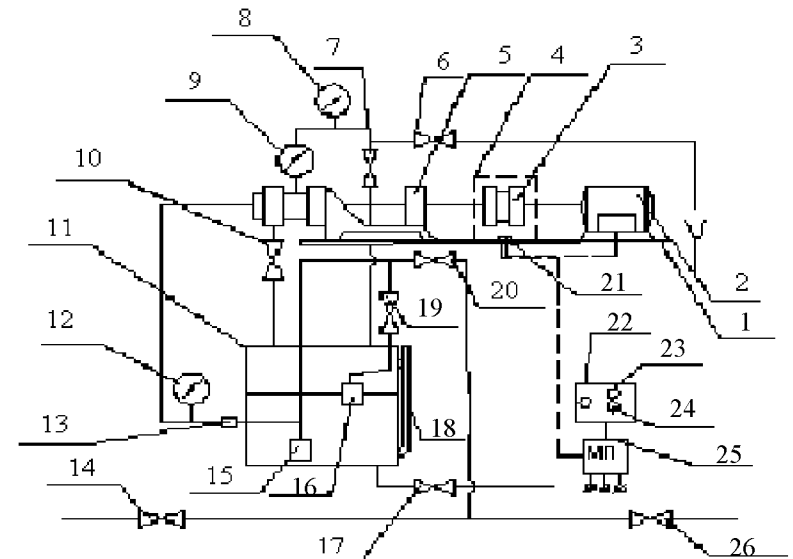


Рис. 6. Схема лабораторной установки

Обратите внимание: вентиль 14 относится к другой лабораторной установке и должен находиться в закрытом положении постоянно. Жидкость движется по замкнутому контуру: бак с водой 11 – всасывающий трубопровод – центробежный насос 5 – нагнетательный трубопровод – бак с водой 11. Вакуум и давление во всасывающем и нагнетательном трубопроводах показывают соответственно приборы 12 и 8.

Нагнетательный трубопровод снабжен водомером 9. После проведения эксперимента воду из полости насоса необходимо слить посредством открытия вентили 10.

Порядок проведения работы. После ознакомления с инструкцией по технике безопасности и методическими указаниями к работе последовательно проводятся демонтаж установки, составление дефектной ведомости, монтаж, центровка, подготовка установки к работе, пуск, испытание и снятие рабочих характеристик центробежного насоса.

1. Демонтаж установки

Демонтаж насосной установки производится на специальной макете – учебной насосной установке в следующей последовательности.

1.1. Снять кольца муфтового соединения.

1.2. Ослабить крепежные болты электродвигателя и подать его максимально вправо.

1.3. Отсоединить насос 5 от станины, снять, перенести на специально отведенное место и произвести его демонтаж.

1.4. Снять крышку сальника, проверить наличие смазки в сальниковом уплотнении.

1.5. Снять крышку подшипникового узла, проверить наличие смазки в подшипнике.

1.6. Отвернуть специальную гайку (резьба левая), крепящую рабочее колесо, используя специальные ключи.

1.7. Легкими ударами молотка по валу через бронзовую или латунную выколотку выпрессовать вал из рабочего колеса.

1.8. Провести осмотр рабочего колеса, вала и других деталей, регистрируя дефекты (трещины, забои) в ведомости дефектов (табл. 2), которые должны быть устранены при ремонте насоса. Для этого в ремонтный журнал (табл. 3) заносится вся информация, связанная с кратким описанием проведенных работ, их начала и конца, с указанием должностей и фамилий лиц, производивших ремонт насоса и принявших его из ремонта.

При оформлении отчета один из студентов бригады имитирует функцию сдатчика насоса в ремонт, а другой – исполнителя ремонтных работ. Сдатчик работы должен в ведомости дефектов указать перечень дефектов и мероприятия по их устранению и условно сдать детали и узлы насоса в ремонт. Исполнитель ремонтных работ подбирает оборудование, инструмент, оснастку и устраняет дефекты, ставя свою подпись в ремонтном журнале.

Если качество ремонта удовлетворяет сдатчика работы, то он подписывается в ремонтном журнале. При этом претензии к исполнителю не предъявляются. Перед сдачей деталей и узлов насоса в ремонт другая часть бригады студентов имитирует работу инженеров производственно-технического отдела (ПТО), подготавливающих всю ремонтно-техническую документацию: чертежи, эскизы деталей и узлов, технологическую карту операций и т. д. Эта документация выдается изготовителю работ, по ней и производится ремонт деталей и узлов насоса.

2. Монтаж и центровка насосной установки

Для выполнения этой части лабораторной работы необходимо провести следующие работы.

2.1. Собрать насос в обратном порядке.

2.2. *Внимание!* Центровка производится на действующей лабораторной установке. Во время центровки пакетный выключатель должен быть выключен.

2.3. Собрать на полумуфте электродвигателя приспособление для центровки вала насоса с валом электродвигателя (рис. 5).

2.4. Произвести центровку валов насоса и электродвигателя по полумуфтам с использованием индикаторов часового типа (рис. 5). Предварительную центровку насосной установки можно также произвести с помощью металлической линейки и набора щупов (рис. 2). Результаты центровки валов насоса и электродвигателя с использованием индикаторов часового типа занести в табл. 6, а окончательный результат – в формуляр (рис. 3б).

Результаты предварительной центровки заносятся только в формуляр, причем они не должны превышать установленные нормы максимальных торцевого и радиального биений. Если они превышают эти нормы, то центровка производится вторично.

2.5. Окончательно затянуть крепежные болты электродвигателя и гайки пальцев полумуфт.

2.6. Завернуть винты, крепящие кожух к станине.

3. Подготовка установки к работе

3.1. Проверить наличие смазки в подшипниковых узлах и утечку жидкости в сальниковом уплотнении (лабораторная работа 3). При необходимости произвести смазку подшипникового узла, отвернув специальный винт.

3.2. Проверить уровень воды в баке 11 наблюдением уровня. Номинальный уровень воды составляет 2/3 высоты бака.

3.3. Подать питающее напряжение пакетным выключателем 22 (положение выключателя «1» соответствует его включению, а «0» – выключению).

3.4. Открыть вентили 20, 26, пустить воду по всасывающему трубопроводу и заполнить полость центробежного насоса водой. При этом клапан 7 должен находиться в закрытом положении, а дренажный клапан 6 – открыт.

3.5. Заполнение полости корпуса центробежного насоса укажет движение стрелки счетчика – водомера 9.

3.6. Закрыть вентили 6, 20 и 26. *Внимание!* Клапан 14 относится к другой лабораторной работе и должен находиться постоянно в закрытом положении.

4. Пуск, испытание, снятие рабочих характеристик и остановка насосной установки

Запускать центробежный насос только с разрешения преподавателя.

4.1. Пуск центробежного насоса.

4.1.1. Запустить центробежный насос 5 в работу нажатием кнопки пуска насоса 23.

4.1.2. Открыть клапан 7 на линии нагнетания насоса 5, при этом дренажный клапан 6 должен быть закрыт.

4.1.3. При работе насосной установки необходимо убедиться в том, что центровка произведена правильно. При правильной центровке отсутствуют биения полумуфт, вибрация и шум в насосе.

4.2. Испытание и снятие рабочих характеристик насосной установки.

4.2.1. Изменения сопротивления сети производится путем открытия (закрытия) клапана 7. Наблюдения проводят при постепенном открытии клапана 7 для каждого нового режима работы (не менее 7-8 опытов). Последнее наблюдение проводят при полностью открытом клапане 7. Для каждого режима снимаются следующие величины:

1) объем воды V (показания счетчика-водомера), прошедшей за время t (примерно 60-120 с);

2) давление в нагнетательной P_n и всасывающей P_v линиях насоса (показания манометра и вакуумметра).

4.2.2. Обработка результатов опыта. Производительность насоса определяется по формуле

$$Q = \frac{V_k - V_n}{\tau},$$

где V_k и V_n – конечные и начальные показания водомера в m^3 за время τ , с.

Напор H_T , м развиваемый насосом, находится:

$$H_T = \frac{P_M - P_v}{\gamma} + Z + Z_M$$

где P_M – давление в нагнетательной линии, Па; P_v – разрежение во всасывающей линии, Па; γ – объемный вес жидкости (воды), N / m^3 ; Z_M – расстояние от оси насоса по вертикали до центра манометра, м; Z – расстояние по вертикали между точками присоединения вакуумметра и манометра, м.

Мощность теоретическая, потребляемая насосом N_T , Вт находится:

$$N_T = Q \cdot \Delta P_n,$$

где $\Delta P_n = H_T \gamma$.

Результаты опытов занести в табл. 7.

Таблица 7

№ опыта	Измеренные величины					Вычисленные величины		
	P_M , Па	P_v , Па	V_n , m^3	V_k , m^3	τ , с	Q , m^3/c	N_T , Вт	H_T , м
1								
2								
...								
8								

По данным расчетов строятся рабочие характеристики насоса при постоянном числе оборотов $H_T = f_1(Q)$; $N_T = f_2(Q)$.

На графике должны быть обозначены оптимальные параметры насоса.

4.3. Остановка насосной установки

4.3.1. После выполнения работы выключить насосную установку кнопкой стоп 24 (красного цвета). Выключить пакетный выключатель 22.

4.3.2. Слить воду из полости корпуса центробежного насоса посредством открытия вентиля 10.

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Описание лабораторной установки и методов центровки валов.

2. Последовательность разборки насосной установки. Отмеченные дефекты, вскрытые при демонтаже, должны быть отражены в ведомости дефектов (табл. 2). Краткое описание проведенных работ по ремонту и осмотру дефектных изделий насоса должно быть занесено в ремонтный журнал (табл. 3).

3. Результаты замеров торцевого и радиального биений валов по методу центровки по наружной поверхности полумуфты насоса с использованием металлической линейки и щупа (рис. 2) и методу центровки валов по полумуфтам с использованием индикаторов часового типа (рис. 5). Результаты замеров занести в табл. 6 и формуляр результатов центровки (рис. 3б).

4. Эскизы узлов и деталей насоса.

5. Расчеты и рабочие характеристики насосной установки.

6. Выводы о результатах проведенной работы.

Контрольные вопросы

1. Для каких целей применяют центробежные насосы в химической промышленности?

2. Каков принцип работы центробежного насоса?

3. Опишите конструкцию одноступенчатого центробежного насоса консольного типа.

4. В каком случае не требуется предварительная заливка внутренней полости центробежного насоса прокачиваемой жидкостью?

5. Для каких целей осуществляется пробный пуск насосной установки?

6. Какие типы уплотнений используются в насосах?

7. Как условия работы насоса в технологической схеме производства влияют на его выбор?

8. Какие параметры в период эксплуатации насосов контролируются?

9. Какие неисправности могут возникнуть в работе центробежных насосов и как их устранить?

10. Назовите основные этапы выполнения монтажных работ. Как они влияют на длительность эксплуатации?

11. Для какой цели производится пробный пуск насосной установки?

12. Какие документы оформляются механической службой цеха при проведении дефектации насоса?

13. Какие параметры заносятся в ремонтный журнал, и кто его оформляет?

14. Какие методы проведения центровок насосной установки существуют и как применяются в производстве?

15. По какому методу осуществляется центровка в данной лабораторной работе?

16. Как проводятся испытания насоса, какие параметры при этом регистрируются и вычисляются?

17. Из каких основных узлов состоит лабораторная установка?

18. Какие параметры и кем заносятся в формуляр центровки насосной установки?

Лабораторная работа 6

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АБСОРБЕРА ВИХРЕВОГО ТИПА

Цели работы:

1. Изучить особенности конструкции абсорбера вихревого типа со сменными оросительными устройствами.
2. Выполнить монтажные и демонтажные работы по установке заданных преподавателем видов оросительных устройств.
3. Ознакомиться с методикой экспериментального исследования гидродинамических характеристик абсорбера со сменными оросительными устройствами.
4. Провести экспериментальные исследования гидродинамических характеристик абсорбера со сменными оросительными устройствами.
5. Провести сравнения гидродинамических характеристик абсорбера с различными оросительными устройствами: трубчатый, винтовой дефлекторный, горизонтальный и вертикальный дефлекторный оросители.

Введение

В настоящее время одной из основных проблем в развитии химической, нефтехимической и смежных отраслей промышленности является ликвидация существующих вредных выбросов в окружающую среду. При разработке или внедрении более перспективных и современных технологий уделяется особое внимание применению специального оборудования, предназначенного для очистки технологических выбросов. Рациональное решение проблемы ликвидации выбросов связано с созданием безотходной технологии, обеспечивающей полное использование сырья и вспомогательных материалов. При отсутствии такой возможности необходима установка очистного оборудования

для снижения вредных выбросов до санитарных норм. Указанные направления защиты окружающей среды неразрывно связаны с созданием оборудования, обеспечивающего высокую степень очистки выбросов в сочетании с большой удельной производительностью.

В ряду аппаратов мокрой очистки газов, улавливающих газообразные компоненты, можно выделить аппараты с закрученными газожидкостными потоками. Благодаря закручивающим устройствам [11], газовые потоки движутся в них по сложным винтовым траекториям, что обеспечивает не только эффективное взаимодействие фаз, но и создает благоприятные условия для центробежной сепарации жидких и твердых частиц из газовой фазы при высоких скоростях движения.

Существуют аппараты вихревого типа, у которых массообменной поверхностью является поверхность текущей пленки [12-14] или плоские факелы орошения [15,16], в которых объем аппарата, не занятый жидкостью, достаточно велик, а время контакта фаз сравнительно невелико. Более рациональным, с точки зрения увеличения эффективности использования объема аппарата и увеличения эффективности взаимодействия фаз, является использование объемных факелов орошения [17,18].

Аппараты вихревого типа с объемными низконапорными факелами орошения в виде струй или свободных жидких пленок эффективны и особенно перспективны в производствах со специфическими условиями: при повышенной взрыво- и пожароопасности, токсичности продуктов и дефиците насосного или вспомогательного оборудования (при использовании орошения из напорных емкостей).

Данная работа предназначена для исследования гидродинамических характеристик абсорбера вихревого типа с объемными низконапорными факелами орошения, обладающего высокими массообменными и расходными параметрами.

1. Теоретическая часть

1.1. Аэродинамические закономерности движения однофазных закрученных потоков

Отличительной особенностью однофазного закрученного потока газа в аппаратах является пространственное поле скорости, вектор которой можно разложить на 3 составляющие: тангенциальную V_φ , осевую V_x и радиальную V_r .

В зависимости от характера распределения тангенциальной составляющей V_φ поток условно разделяют на осевую зону вынужденного и периферийную зону свободного вихрей. В общем виде закономерность изменения скорости V_φ по радиусу аппарата r может быть представлена выражением [19]:

$$V_\varphi \cdot r^n = const. \quad (1)$$

Приосевая и периферийная зоны вращения разделены окружностью радиуса r_m , на которой тангенциальная составляющая вектора скорости движения потока имеет максимальное значение V_{φ_m} .

По характеру распределения осевой составляющей V_x закрученные потоки можно подразделять на слабо, умеренно и сильно закрученные. Принято считать поток слабо закрученным, если осевая составляющая вектора скорости имеет на оси максимальное значение. При наличии «провала» профиля V_x на оси аппарата поток является слабо закрученным. Сильно закрученные потоки характеризуются возникновением обратных токов на оси аппарата.

По характеру распределения радиальной составляющей V_r по длине аппарата различают три участка:

- а) участок формирования потока (входной участок);
- б) участок относительной стабилизации движения потока;

в) выходной участок.

Протяженность первого участка в зависимости от типа закручивающих устройств составляет от 1 до 3 диаметров контактной зоны аппарата. Первый участок непосредственно переходит в участок относительной стабилизации движения потока, где радиальная составляющая скорости V_r практически отсутствует. Выходной участок определяется изменением траектории движения линии тока за счет концевых эффектов, связанных с различием выходных устройств.

Зная характер распределения скоростей в потоке, можно рассчитать степень закрутки:

$$n_3 = \frac{V_\varphi}{V_x}. \quad (2)$$

Кроме того, степень закрутки может быть характеризована профилем углов закрутки потока по радиусу:

$$\varphi = \arctg \left(\frac{V_\varphi}{V_x} \right). \quad (3)$$

Наибольшее применение в практике расчета интенсивности крутки потоков в трубах и цилиндрических каналах контактных устройств нашел обобщенный параметр крутки [11]:

$$\theta = M \cdot (K \cdot R)^{-1}, \quad (4)$$

где $M = 2\pi\rho \int_0^R V_x \cdot V_\varphi \cdot r^2 \cdot dr$ – момент количества движения потока; $K = 2\pi \int_0^R (P + \rho \cdot V_x^2) \cdot r \cdot dr$ – количество движения потока;

P – статическое давление потока в фиксируемой точке; ρ – плотность однофазного потока; R – радиус трубы (контактного устройства); r – текущее значение радиуса.

Для определения параметров крутки n_3 , φ или θ в закрученных потоках необходимо определять профили скоростей и давлений, что вызывает определенные трудности. Поэтому доопытной информацией интенсивности крутки потока может служить начальная интенсивность закрутки N_T , определяемая из обобщенного параметра крутки θ по средним значениям момента количества движения M_{cp} и количества движения K_{cp} :

$$N_T = \theta_{cp} = \frac{M_{cp}}{K_{cp} \cdot R}, \quad (5)$$

где $M_{cp} = \rho \cdot G_V \cdot V_{\varphi_{cp}} \cdot R_{ax}$ – средний входной момент количества движения потока, $\text{кг} \cdot \text{м}^2 / \text{с}^2$; $G_V = \pi \cdot R^2 \cdot V_{x_{cp}}$ – объемный расход газа в трубе (контактном устройстве), $\text{м}^3/\text{с}$; $V_{\varphi_{cp}} = V_{ax}$ – средняя скорость движения газа в закручивающем устройстве (ЗУ), $\text{м}/\text{с}$; $V_{x_{cp}} = V_{cp}$ – средняя скорость движения газа в трубе (контактном устройстве), $\text{м}/\text{с}$; $K_{cp} = \rho \cdot G_V \cdot V_{x_{cp}}$ – среднее значение количества движения потока газа в трубе, $\text{кг} \cdot \text{м}/\text{с}^2$.

Подставляя средние значения M_{cp} , K_{cp} в выражение (5) для тангенциального закручивающего устройства, получим

$$N_T = \theta_{cp} = \frac{V_{ax}}{V_{cp}} \cdot \frac{R_{ax}}{R} = \frac{F}{F_1} \cdot \frac{R_{ax}}{R} = \frac{\bar{R}_{ax}}{K_T}, \quad (6)$$

где $\bar{R}_{ax} = \frac{R_{ax}}{R}$ – относительный радиус входного момента количества движения; $K_T = \frac{F_1}{F}$ – относительная площадь входа (коэффициент крутки потока); F_1 – площадь входного патрубка ЗУ, м^2 ; $F = \pi \cdot R^2$ – площадь поперечного сечения трубы (контактной зоны), м^2 .

Для двухзаходного тангенциального ЗУ можно принять, что $R_{ax} = R$, тогда безразмерный входной момент количества движения N_T определится в виде

$$N_T = K_T^{-1}. \quad (7)$$

Р.Б. Ахмедов [11] для того же типа ЗУ использует однозаходные патрубки с $\bar{R}_{ax} = 0,5 \div 0,9$.

Наибольший практический интерес для тепломассообменных процессов представляют турбулентные закрученные потоки со средними степенями закрутки ($K_T = 0,4 \div 2,0$), так как слабо закрученные потоки малоэффективны, а сильно закрученные требуют повышенных затрат энергии.

Х.О. Нурсте [20] предлагает расчет относительного входного момента количества движения $\bar{M}_{ax}$ и относительного действительного момента $\bar{M}$ для различных типов ЗУ производить по следующим зависимостям:

$$\bar{M}_{ax} = N_T \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta, \quad (8)$$

$$\bar{M} = \frac{M}{K_{cp} \cdot R}, \quad (9)$$

где α – угол установки лопаток аксиально-лопаточных ЗУ по отношению к оси аппарата; β – угол установки лопаток тангенциально-лопаточных ЗУ по отношению к радиусу аппарата.

Для простых тангенциальных одно- и двухзаходных $\alpha = \beta = 90^\circ$ и уравнение (8) соответствует уравнению (6), то есть:

$$N_T = \bar{M}_{ax}. \quad (10)$$

1.2. Аэрогидродинамическое (гидравлическое) сопротивление закрученных потоков

При течении газов и жидкостей в аппаратах и контактных устройствах различного профиля для оценки энергетических потерь используется понятие коэффициента гидравлического сопротивления, который представляет собой отношение потерянной энергии ΔE_{nom} к кинетической энергии в рассматриваемом сечении E_k .

Для определения потерь энергии можно использовать уравнение Бернулли, которое для случая неравномерного распределения скоростей и давления по поперечному сечению канала произвольного профиля имеет вид:

$$\Delta E_{nom} = \int_{F_1} \left(p + \frac{\rho V_x^2}{2} \right) V \cdot dF - \int_{F_2} \left(p + \frac{\rho V_x^2}{2} \right) V \cdot dF, \quad (11)$$

где F_1 и F_2 – площади поперечных сечений канала на фиксированном расстоянии друг от друга.

Коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta_{общ}$ будет иметь вид:

$$\zeta_{общ} = \frac{\Delta E_{nom}}{E_k}, \quad (12)$$

где $E_k = V \cdot F \frac{\rho V^2}{2}$ – кинетическая энергия в рассматриваемом сечении.

К сожалению, в большинстве случаев уравнение (12) не пригоден для расчета коэффициента гидравлического сопротивления, так как отсутствует подробное исследование структуры закрученного потока по радиусу и длине контактной зоны аппарата.

Поэтому многие авторы применяют упрощенный подход к расчету гидравлического сопротивления аппаратов и контактных устройств с закруткой потока легкой фазы и другие расчетные коэффициенты.

Расчет гидравлического сопротивления некоторые авторы проводят по статическому давлению $\Delta P_{ст}$ во входном патрубке закручивающего устройства, другие – по полному давлению ΔP_n . При этом в качестве определяющей скорости среднего скоростного напора применяют среднерасходные скорости во входном патрубке $V_{вх}$ или в поперечном сечении контактной зоны аппарата $V_{ср}$.

В циклонных и вихревых камерах сопротивление, как правило, оценивают коэффициентом полного аэродинамического сопротивления, $\zeta_{n.аэ.}$, рассчитанным по скорости движения газа во входном патрубке:

$$\zeta_{n.аэ.} = \frac{2\Delta P_n}{\rho \cdot V_{вх}^2}, \quad (13)$$

где $\Delta P_n = \Delta P_{ст} + \frac{\rho V_{вх}^2}{2}$ – разность между полным давлением потока перед закручивающим устройством и давлением, куда вытекает поток, Па; $\Delta P_{ст} = P_1 - P_2$ – разность статических давлений перед входом в закручивающее устройство P_1 и после выхода из аппарата P_2 , Па; $\frac{\rho V_{вх}^2}{2}$ – средний скоростной напор газа во входном сечении закручивающего устройства, Па.

Если в формуле (13) не учитывать потери скоростного напора во входном сечении закручивающего устройства $\frac{\rho V_{вх}^2}{2}$, то сопротивление можно оценить коэффициентом $\zeta_{ст.аэ.}$, рассчитанным по разности статических давлений P_1 и P_2 в закручивающем устройстве:

$$\zeta_{ст.аэ.} = \frac{2\Delta P_{ст}}{\rho \cdot V_{вх}^2}. \quad (14)$$

Как показано в работе [21], наименьшее значение $\zeta_{n.вх}$ соответствует наихудшим условиям работы вихревой камеры, а наибольшее – наилучшим, что менее всего отвечает физическому смыслу коэффициента гидравлического сопротивления.

Поэтому в работе [22] предлагается расчет гидравлического сопротивления вихревых и циклонных камер проводить с применением полного приведенного коэффициента сопротивления $\zeta_{n.ср}$ и среднерасходной скорости давления газа в контактной зоне $V_{ср}$:

$$\zeta_{n.ср} = \frac{2\Delta P_n}{\rho \cdot V_{ср}^2}. \quad (15)$$

В некоторых случаях в формуле (15) не учитывается скоростной напор во входном сечении закручивающих устройств $\frac{\rho V_{вх}^2}{2}$ и тогда сопротивление вихревого устройства определяется коэффициентом $\zeta_{ст.ср}$, рассчитанным по разности статических давлений P_1 и P_2 в закручивающем устройстве:

$$\zeta_{ст.ср} = \frac{2\Delta P_{ст}}{\rho \cdot V_{ср}^2}. \quad (16)$$

На коэффициенты гидравлического сопротивления, а следовательно, и гидравлическое сопротивление влияют следующие конструктивные параметры или факторы: форма подвода или тип закручивающего устройства, относительный диаметр центрального тела (оросителя), относительная длина камеры или аппарата, абсолютная величина диаметра камеры или контактной зоны аппарата, тип выходного устройства.

1.3. Конструкция и принцип работы аппарата

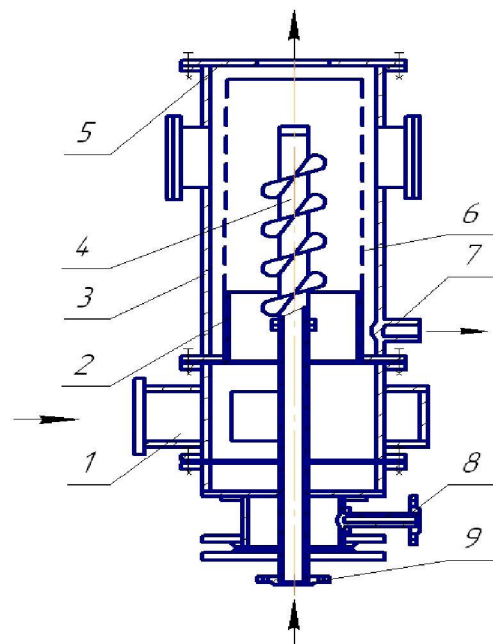


Рис. 1. Схема абсорбера вихревого типа с винтовым дефлекторным оросителем: 1 – тангенциальное двухзаходное ЗУ; 2 – гидравлический затвор; 3 – корпус аппарата; 4 – сменный ороситель (на рисунке показан винтовой ороситель); 5 – плоский пережим или аксиально-лопаточное устройство; 6 – сепарационное устройство; 7 – штуцер для слива жидкости; 8 – байпасный штуцер; 9 – штуцер для подачи жидкости

Абсорбер вихревого типа, изображенный на рис. 1, состоит из тангенциального закручивающего устройства 1; гидравлического затвора 2; корпуса 3; оросительного устройства 4; выходного устройства в виде плоского пережима 5; сепарационного устройства с соплообразными отверстиями 6, штуцеров (для слива 7, байпасного 8 и для подачи жидкости 9). В качестве выходного устройства могут быть использованы тангенциальное или аксиально-лопаточное раскручивающие устройства. Для увеличения разделительной способности аппарата в качестве сепаратора используются тарельчатый сепаратор или сочетание дырчатого сепаратора с тарельчатым. В целях изменения начальной интенсивности крутки потока перед входом в контактную зону аппарата может

быть установлен аксиально-лопаточный закручиватель с фиксированным углом наклона лопаток.

Воздух, проходя закручивающее устройство 1, создает вращательно-поступательное движение газа в контактной зоне аппарата. Структура потока движения воздуха в этой зоне такова, что в центре создается пониженное статическое давление, а под действием окружной составляющей V_ϕ на периферии – повышенное. В этой зоне осевая составляющая V_x примерно в 2,0 ÷ 2,5 раза меньше окружной V_ϕ , а радиальная V_r намного меньше двух других. Применение центрально расположенного оросительного устройства 4 струйного или пленочного типов (рис. 2) способствует низконапорному истечению жидкости в условиях пониженного давления воздуха.

Трубчатые оросители (рис. 2а) первоначально создают струи жидкости, которые под воздействием высокоскоростного закрученного потока воздуха дробятся на множество мелких и крупных капель. При дальнейшем движении крупных капель наблюдается их вторичное дробление и непрерывное обновление межфазной поверхности. Трубчатый ороситель, изображенный на рис. 2а, представляет собой трубу 1 с заглушенной съемной крышкой 2 и выпускными отверстиями диаметром d_0 , расположенными на боковой поверхности. Пленочные оросительные устройства, изображенные на рис. 2б, в, г, представляют собой цилиндрическую трубу 1 с заглушенной съемной крышкой 2 и дефлекторами 3, 4, 5, выполненными в виде горизонтальных, наклонно-горизонтальных 3, вертикальных 4 и винтовых 5 отражательных пластин.

Пленочные оросители создают низконапорное свободное движение горизонтальных (наклонно-горизонтальных), вертикальных и винтовых пленок жидкости при истечении из отверстий в виде струй и их попадании на отражательные пластины-дефлекторы. Пленочное течение жидкости неустойчиво и под действием сил поверхностного натяжения и аэродинамических

сил закрученного потока газа трансформируется в струйно-капельное. Окончательные размеры капель жидкости определяются их устойчивостью при движении в поперечном закрученном потоке газа.

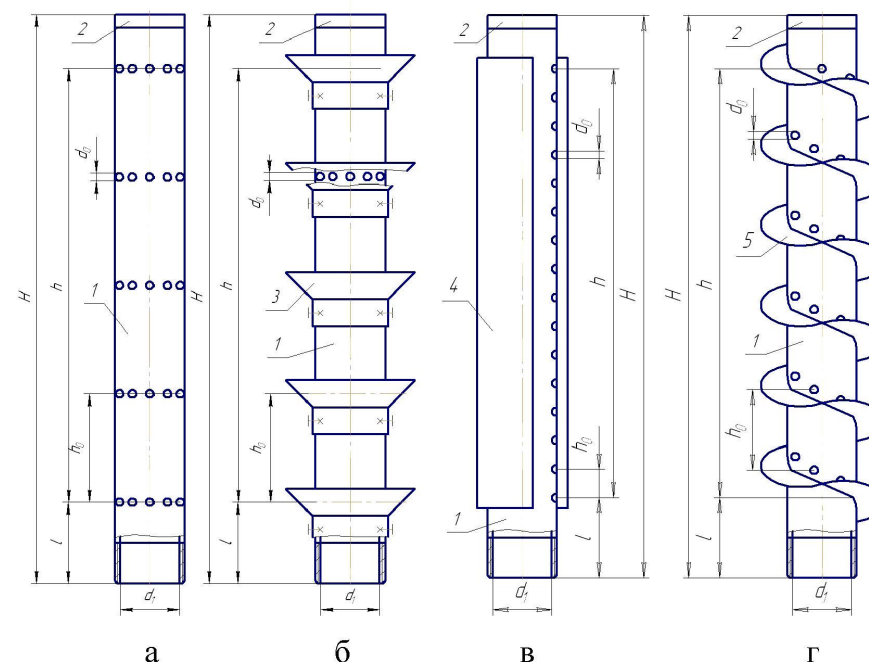


Рис. 2. Виды оросителей: а) трубчатый (струйный); б) горизонтально-дефлекторный; в) вертикально-дефлекторный; г) винтовой

Первая стадия сепарации капель жидкости происходит под действием центробежных сил закрученного потока газа, благодаря которым капли оседают на сепарационном устройстве б в устойчиво-капельной контактной зоне. Окончательная сепарация жидкости происходит в пленочной зоне того же сепаратора. Благодаря двухстадийной сепарации жидкости от газа скорость

движения легкой фазы, рассчитанной на полное сечение, может достигать 20 м/с. Газ, освобожденный от жидкой фазы, через плоский пережим 5 или аксиально-лопаточное раскручивающее устройство (на рис. 1 не показано) выходит из аппарата.

Применение сепарационного устройства с соплообразными отверстиями позволило обеспечить перекрестное взаимодействие фаз и отвод проконтактировавшей жидкости за сепаратор. Это приводит к тому, что в каждом сечении аппарата контакт легкой фазы происходит со свежими факелами орошения и обеспечивает высокую движущую силу процесса.

Жидкость, находящаяся на сепарационном устройстве, под действием центробежной силы через соплообразные отверстия вытекает за сепарационное пространство, свободно стекает по внутренней стенке корпуса 3 в стакан гидрозатвора 2 и удаляется из него через штуцер 7.

1.4. Гидравлическое сопротивление аппарата

Экспериментально установлено, что в абсорбере наличие оросителя, относительный диаметр которого $\bar{d} = d/D \leq 0,2 \div 0,3$, мало влияет на общее сопротивление, незначительно также влияние относительной длины аппарата $\bar{L} = L/D \leq 5 \div 8$. Поэтому полное гидравлическое сопротивление аппарата $\Delta P_{п.ср.}$, Па, определяется из выражения:

$$\Delta P_{п.ср.} = \zeta_{п.ср.} \frac{\rho \cdot V_{ср}^2}{2}, \quad (17)$$

где $\zeta_{п.ср.} = \zeta_{вх} + \zeta_{ор} + \zeta_{вых}$ – полный суммарный приведенный коэффициент гидравлического сопротивления; $\zeta_{вх}$ – коэффициент сопротивления входного патрубка ЗУ, который учитывает аэродинамические потери давления газового потока, затрачиваемые

на создание закрутки и безвозвратные потери; $\zeta_{ор}$ – коэффициент сопротивления, определяемый видом оросительного устройства и режимом истечения, учитывает гидродинамические потери, связанные с орошением; $\zeta_{вых}$ – коэффициент сопротивления выходного устройства учитывает аэродинамические потери, связанные с пережимом газового потока выходным устройством; ρ – плотность, кг / м³; $V_{ср}$ – средняя скорость движения газа в контактной зоне, м/с.

Коэффициент сопротивления входного ЗУ $\zeta_{вх}$ определяется по уравнению

$$\zeta_{вх} = \varepsilon \cdot \varepsilon' \cdot \mu^{-2}, \quad (18)$$

где $\varepsilon' = 0,9$ – коэффициент, учитывающий влияние центрально расположенного оросителя; ε – коэффициент, учитывающий тип ЗУ; $\mu = [(2 - \psi)/\psi^3]^{-0,5}$ – коэффициент истечения газовой струи; ψ – коэффициент сжатия струи (определяется методом последовательных приближений по выражению $\bar{M}_{вх.} = (1 - \psi)/\sqrt{\psi^3/2}$); $\bar{M}_{вх.}$ – относительный входной момент количества движения, определяемый по уравнению (8) или (10).

Коэффициент сопротивления оросительного устройства $\zeta_{ор.}$ зависит от вида оросителя (рис. 2), определяющего способ начального распределения жидкости, режима истечения и структуры закрученного потока газа – поля скоростей и давлений.

Коэффициент сопротивления трубчатого оросителя определяется по выражению

$$\zeta_{ор} = 0,52 \cdot L / G, \quad (19)$$

где L и G – массовые расходы жидкости и газа, кг/с.

Коэффициент сопротивления горизонтально-дефлекторного оросителя вычисляется по формуле

$$\zeta_{ор} = 4,71 \cdot L / G. \quad (20)$$

Коэффициент сопротивления вертикально–дефлекторного оросителя находится из выражения

$$\zeta_{op} = 0,111 \cdot W_0^{1,12} \cdot (n \cdot h_0 / D)^{0,88} - 1, \quad (21)$$

где W_0 – скорость истечения жидкости из отверстий, м/с; n – количество отверстий; $h_0 = 0,01 \div 0,02$ м – расстояние между отверстиями; D – диаметр контактной зоны аппарата, м.

Коэффициент сопротивления винтового оросителя рассчитывается по формуле:

$$\zeta_{op} = 0,221 \cdot W_0^{1,43} \cdot (h_{op} / D)^{1,8}, \quad (22)$$

где h_{op} – длина зоны орошения (распределения жидкости), м; D – диаметр контактной зоны аппарата, м.

Коэффициент сопротивления выходного устройства зависит от вида устройства и степени пережима газового потока.

В качестве выходных устройств в вихревых аппаратах, как правило, применяются плоские или тангенциальные пережимы, которые увеличивают интенсивность крутки потока и уровень турбулизации, но увеличивают и общее сопротивление.

Плоский пережим конструктивно представляет собой диафрагмированное устройство с характерным параметром – коэффициентом плоского пережима $K_{пл} = (D_{вых} / D)^2$, где $D_{вых}$ – диаметр выходного отверстия, м; D – диаметр контактной зоны, м.

Тангенциальный пережим – это тангенциальное выходное устройство с коэффициентом тангенциального пережима $K_{т.п} = \frac{4 \cdot a_2 \cdot b_2}{\pi \cdot D^2}$, где a_2 и b_2 – высота и ширина прямоугольного патрубка, м.

Тангенциальное выходное устройство применяется для раскрутки потока газа на выходе из аппарата. Для такой же цели может быть использовано и аксиально-лопаточное раскручивающее устройство.

Коэффициент сопротивления тангенциального пережима определяется по формуле

$$\zeta_{ст.вых} = \zeta_{ст.вх} - 3,42 \cdot \frac{K_t^{1,6}}{K_{т.п}}, \quad (23)$$

где $\zeta_{ст.вх}$ – коэффициент сопротивления входного ЗУ; $K_m = 0,2 \div 1,0$ – коэффициент крутки потока; $K_{м.п} = 0,2 \div 1,0$ – коэффициент тангенциального пережима.

Для расчета коэффициента сопротивления плоского пережима приближенно можно использовать уравнение (23).

При работе аппарата в сети и применения тангенциального выходного устройства (тангенциального пережима) коэффициент сопротивления $\zeta_{вых}$ определяется по приближенному уравнению:

$$\zeta_{вых} = (1,33 / K_{т.п} - 1)^2. \quad (24)$$

Коэффициент сопротивления $\zeta_{вых}$ при выходе газа через тангенциальное устройство в атмосферу определяется по выражению

$$\zeta_{вых} = (1,33 / K_{т.п} - 1)^2 + K_{т.п}^{-2}. \quad (25)$$

2. Расчетная часть

2.1. Исходные данные к расчету

2.1.1. Геометрические параметры: площадь контактной зоны $F = \pi \cdot D^2 / 4$, где $D = 0,16$ м – внутренний диаметр контактной зоны; площадь входного тангенциального патрубка $F_1 = a_1 \cdot b_1$,

где $a_1 = 0,12$ м, $b_1 = 0,1$ м; площадь выходного патрубка $F_2 = \pi \cdot D_0^2 / 4$, где $D_0 = 0,10$ м – внутренний диаметр плоского пережима; $D_1 = 0,20$ м – внутренний диаметр аппарата.

Геометрические характеристики оросителей (рис. 2) приведены в табл. 1.

Таблица 1

Геометрические характеристики оросителей

Виды оросителей	H, мм	l, мм	h _{ор} , мм	h ₀ , мм	d ₁ , мм	d ₀ , мм	n
Трубчатый				40			
Горизонтально-дефлекторный				40			
Вертикально-дефлекторный	200	30	160		20	1,5	20
Винтовой				10			

2.1.2. Расходные параметры: объемный расход воздуха $G_V^* = 600 \div 1200$ м³/ч; объемный расход воды $L_V^* = 0,1 \div 0,8$ м³/ч; рабочая скорость движения воздуха в контактной зоне аппарата $V_{cp} = 6,0 \div 12,0$ м/с.

2.2. Методика проведения расчета

2.2.1. Изучить алгоритм расчета гидравлического сопротивления абсорбера вихревого типа.

2.2.2. Рассчитать площади входного F_1 , выходного F_2 патрубков, контактной зоны F и относительные площади входа (коэффициент крутки) $K_T = F_1 / F$ и выхода (коэффициент пережима) $K_{п.п} = F_2 / F$.

2.2.3. В диапазоне скоростей движения газа в контактной зоне аппарата $V_{cp} = 6,0 \div 12,0$ м/с задать 4-5 значений скорости. Используя $G_v = V_{cp} \cdot F = V_{вх} \cdot F_1 = V_{вых} \cdot F_2$ (уравнение постоянства расхода), определить скорости движения газа во входном $V_{вх}$ и выходном $V_{вых}$ патрубках. Рассчитать значения расхода газа G_v , соответствующие 4-5 значениям скоростей V_{cp} .

2.2.4. Рассчитать коэффициент сопротивления $\zeta_{вх}$ по уравнению (18) в следующей последовательности. Рассчитать входной момент количества движения воздуха $\bar{M}_{вх}$ по уравнению (8) или (10). Методом последовательных приближений находится коэффициент сжатия ψ из выражения: $\bar{M}_{вх} = (1 - \psi) / \sqrt{\psi^3 / 2}$. Находится коэффициент истечения μ по зависимости $\mu = [(2 - \psi) / \psi^3]^{0,5}$. Коэффициент сопротивления $\zeta_{вх}$ рассчитывается по уравнению (18), в котором $\varepsilon = 1,52$ – коэффициент, учитывающий тип ЗУ.

2.2.5. Рассчитать коэффициент сопротивления выходного устройства $\zeta_{вых}$ по уравнениям (23) – (25) в зависимости от типа установленного устройства.

2.2.6. Рассчитать аэродинамическое сопротивление сухого аппарата по уравнению (17) для 4-5 значений скорости V_{cp} , приняв коэффициент $\zeta_{op} = 0$ и построить график зависимости

$$\Delta P_c = (\zeta_{вх} + \zeta_{вых}) \frac{\rho \cdot V_{cp}^2}{2} = f_1(V_{cp}).$$

2.2.7. Для 3-4 значений объемного расхода воды $L_V^* = 0,1 - 0,8$ м³/ч рассчитать жидкостную составляющую $\Delta P_{ж}$, Па, гидравлического сопротивления по уравнению

Таблица 2

$$\Delta P_{\text{жс}} = \zeta_{\text{ор}} \frac{\rho \cdot V_{\text{ср}}^2}{2} \quad \text{для различных видов оросительных устройств, в следующей последовательности.}$$

2.2.7.1. Для трубчатого и горизонтально-дефлекторного оросителей определить значения массовых расходов жидкости L , кг/с и газа G , кг/с по уравнениям $L = L_v \cdot \rho_{\text{жс}}$ где L_v – объемный расход воды, м³/с; $\rho_{\text{жс}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды; и $G = G_v \cdot \rho$, где G_v – объемный расход воздуха, м³ / с; $\rho = 1,295 \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{P}{P_0}$, кг/м³ – плотность воздуха при рабочих условиях T , К и P , Па, $T_0 = 273,15 \text{ К}$, $P_0 = 760 \text{ мм рт.ст} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

2.2.7.2. Для вертикально-дефлекторного и винтового оросителей определить значения скорости истечения жидкости W_0 , м/с по уравнению $W_0 = \frac{4 \cdot L_v}{\pi \cdot d_0^2 \cdot n}$, где геометрические характеристики n и d_0 приведены в табл. 1.

2.2.7.3. Рассчитать значения скорости истечения жидкости W_0 , м/с из трубчатого и горизонтально-дефлекторного оросителей по уравнению, приведенному в пункте 2.2.7.2, для своих геометрических характеристик (табл. 1).

2.2.7.4. Построить графики зависимости $\Delta P_{\text{жс}} = f_2(V_{\text{ср}})$ для всех оросителей.

2.2.8. Рассчитать полное аэрогидродинамическое (гидравлическое) сопротивление аппарата для каждого вида оросительного устройства $\Delta P_{\text{н.ср}} = \Delta P = \Delta P_{\text{с}} + \Delta P_{\text{жс}}$ и построить графики зависимости $\Delta P = f_3(V_{\text{ср}}, L / G)$.

2.2.9. Все требуемые расчетные данные занести в табл. 2.

Перепад давления на диафрагме Δh	Давление перед диафрагмой h_d	Давление на входе в аппарат h_{ap}	Действительный расход воздуха G_V^* , $m^3 / ч$	Скорость воздуха в контактной зоне V_{cp} , м/с	Гидравлическое сопротивление аппарата ΔP , Па	
					Расчет	Опыт
мм вод. ст.						
Режим работы сухого аппарата: $L_V^* = 0 \text{ м}^3 / \text{ч}$; $L / G = 0$						
1.						
2.						
3.						
4.						
Первый режим орошаемого аппарата: $L_V^* = \text{м}^3 / \text{ч}$; $L / G =$						
1.						
2.						
3.						
4.						
Второй режим орошаемого аппарата: $L_V^* = \text{м}^3 / \text{ч}$; $L / G =$						
1.						
2.						
3.						
4.						
Третий режим орошаемого аппарата: $L_V^* = \text{м}^3 / \text{ч}$; $L / G =$						
1.						
2.						
3.						
4.						
Четвертый режим орошаемого аппарата: $L_V^* = \text{м}^3 / \text{ч}$; $L / G =$						
1.						
2.						
3.						
4.						

3. Экспериментальная часть

3.1. Описание лабораторной установки

Установка предназначена для исследования гидродинамических характеристик абсорбера вихревого типа с различными видами оросительных устройств: трубчатый, горизонтально- и вертикально-дефлекторные, винтовой.

Установка, схематично изображенная на Рис. 3, состоит из аппарата 1 с различными видами сменных оросительных устройств (рис. 2), ротаметра 2, циркуляционного бака 5, уровнемера 7, вентиля 3, 4, 6, 8, остроугольной диафрагмы 12, ртутного термометра 13, барометра 14 и дифманометров 15-17.

Регулирование расхода воздуха, поступающего из воздуходувки 10, производится с помощью задвижки 11, перепад давления на диафрагме Δh , мм вод.ст. и давление на входе в диафрагму h_d , мм вод. ст. измеряются дифманометрами 15 и 16.

Перед началом эксперимента вода поступает в бак из водопроводной сети, регулирование количества поступившей жидкости осуществляется вентилем 6 визуальнo или по уровнемеру 7. При подаче воды в бак 5 вентиль 8 должен быть закрыт.

Вода в сменное оросительное устройство аппарата подается под напором, развиваемым центробежным насосом 9 при открытых вентилях 3 и 4. Вентиль 4 служит для байпасирования воды в циркуляционный бак и предохранения стеклянного ротаметра от предельного избыточного давления.

Измерение расхода воды осуществляется ротаметром 2, а регулирование – вентилем 3, при этом *вентиль 4 должен быть открыт*.

Включение центробежного насоса 9 в работу производится кнопчным пускателем электродвигателя, а воздуходувки – специальным пусковым устройством (на схеме не показаны) и только обслуживающим персоналом кафедры.

3.2. Методика проведения эксперимента

3.2.1. По разрешению преподавателя лаборантом кафедры включается воздуходувка 10, находящаяся в специальном помещении (рис. 3)

3.2.2. При определении аэродинамического сопротивления сухого аппарата заглушаются выходные штуцера 7 и 8 (рис. 1) или утапливаются под уровень жидкости в баке 5 для того, чтобы направить поток воздуха только по контактной зоне.

3.2.3. После установки стационарного режима движения воздуха (5-6 мин после включения воздуходувки) измеряется температура воздуха (по термометру 13 t_p , °C), поступающего в аппарат, и барометрическое давление окружающего воздуха B , мм рт. ст. по барометру 14.

3.2.4. Задвижкой 11 установить первое, заданное преподавателем, значение перепада давления на диафрагме 12 Δh , мм вод. ст. по дифманометру 15.

3.2.5. Снять показания с дифманометров 16 и 17 (давление перед диафрагмой h_d и перепад давления в аппарате $h_{ап}$ в мм вод. ст.).

Данные эксперимента занести в табл. 2.

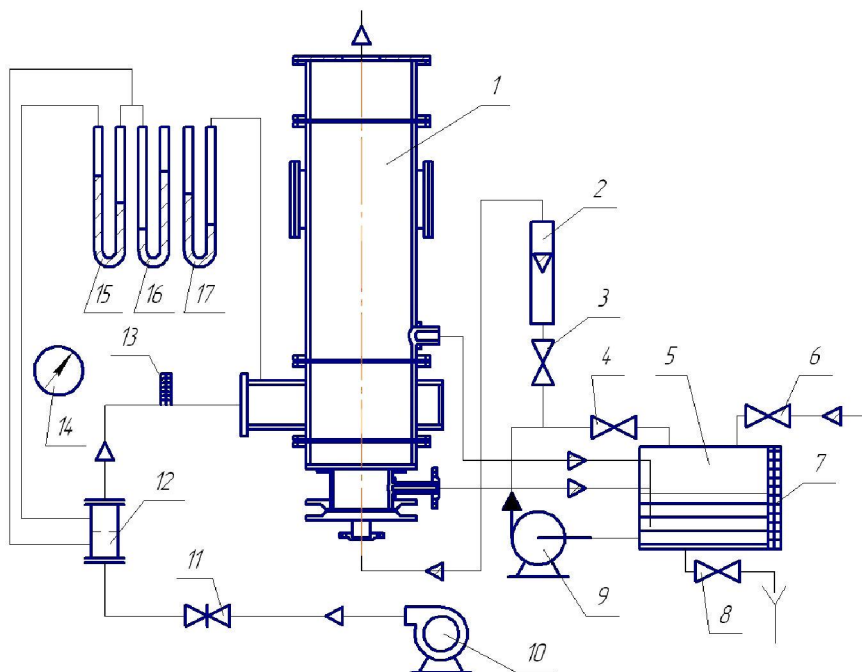


Рис. 3. Схема лабораторной установки

3.2.6. Выполнить подпункты 3.2.4 и 3.2.5 еще при 3-4 значениях перепада давления Δh на диафрагме 12.

3.2.7. Прекратить подачу воздуха в аппарат, закрыв задвижку 11.

3.2.8. Исследование работы орошаемого аппарата.

Исследования гидродинамических характеристик всех видов оросительных устройств проводятся при одинаковых нагрузках по газу G , кг/с и жидкости L , кг/с. Сначала исследованию подвергается ороситель, установленный в аппарате для изучения аэродинамических характеристик однофазного потока. После проведения необходимых гидродинамических исследований аппарат демонтируется, устанавливается другое оросительное устройство, и процедура исследований повторяется.

3.2.8.1. Включить центробежный насос 9 и направить поток жидкости при открытом вентиле 4 в циркуляционный бак 5 (предварительно вода из водопроводной сети при открытом вентиле 6 заполняет бак 5 на 1 / 2 или 2 / 3 уровня, контролируемого визуально или по уровнемеру 7).

3.2.8.2. С помощью вентиле 3 по ротаметру 2 установить заданный расход жидкого орошения L_V^* , $м^3 / ч$. Перевод объемного расхода жидкости в показания ротаметра производятся по тарифовочному графику, приведенному на стенде установки.

3.2.8.3. Задвижкой 11 установить первое, заданное преподавателем, значение перепада давления на диафрагме 12 Δh , мм вод. ст. по дифманометру 15.

3.2.8.4. Снять показания с дифманометров 16 и 17 (давление перед диафрагмой h_d и перепад давления в аппарате $\Delta h_{ап}$ в мм вод. ст.). Вести наблюдения за гидродинамическим режимом аппарата, используя выходное устройство. Данные эксперимента занести в табл. 2.

3.2.8.5. Выполнить подпункты 3.2.8.3 и 3.2.8.4 еще при 3÷4 значениях перепада давления Δh на диафрагме 12.

3.2.9. Прекратить подачу воздуха в аппарат, закрыв задвижку 11.

3.2.10. Выполнить подпункты 3.2.8.2-3.2.9 еще при 2÷3 значениях расхода жидкого орошения.

3.2.11. Прекратить подачу воды в аппарат, перекрыв вентиль 3.

3.2.12. Выключить насос 9 и воздуходувку 10.

3.3. Методика обработки и сравнения эксперимента

3.3.1. Рассчитывается комплекс $\sqrt{\Delta h \cdot (B + P_d / T_p)}$, где Δh – перепад давления на диафрагме 12, мм вод. ст.; B – барометрическое давление атмосферного воздуха, мм рт. ст.; P_d – давление перед диафрагмой, мм рт. ст.; T_p – абсолютная температура воздуха, поступающего в колонну, К.

3.3.2. Для рассчитанных значений комплекса по тарифовочному графику, приведенному на стенде лабораторной установки, находятся значения объемного расхода воздуха при нормальных условиях G_n^* , $м^3 / ч$.

3.3.3. Определяются значения действительного объемного расхода воздуха по формуле

$$G_V^* = G_n^* \cdot 760 \cdot (273,15 + t_p) / ((B + P_{ex}) \cdot 273,15), \text{ } м^3 / ч,$$

где t_p – рабочая температура воздуха на входе в аппарат, °С; $P_{вх}$ – избыточное давление на входе в аппарат, мм рт. ст.

3.3.4. Рассчитываются значения среднерасходной скорости движения воздуха в контактной зоне аппарата по выражению:

$$V_{cp} = G_V^* / (3600 \cdot F),$$

где $F = \pi \cdot D^2 / 4$, м² – площадь колонны; $D = 0,16$ м – диаметр контактной зоны аппарата и скорости движения газа во входном патрубке $V_{вх} = G_V^* / (3600 \cdot F_1)$, м / с и на выходе $V_{вых} = G_V^* / (3600 \cdot F_2)$, м / с, где F_1 и F_2 – площади входного и выходного устройств, м².

3.3.5. Вычислить экспериментальные значения сопротивления сухого ΔP_c° и орошаемого ΔP° аппарата в Па (1 мм вод. ст. = 9,81 Па) при различных относительных нагрузках по жидкости L / G , где

$$\Delta P_c^\circ = \Delta h_{ан.с}^\circ \cdot \rho_{жс} \cdot g + \frac{\rho \cdot V_{вх}^2}{2} \text{ и } \Delta P^\circ = \Delta h_{ан}^\circ \cdot \rho_{жс} \cdot g + \frac{\rho \cdot V_{вх}^2}{2},$$

$g = 9,81$ м/с² – ускорение силы тяжести.

3.3.6. Все измеренные и вычисленные данные занести в соответствующие графы табл. 2 и построить экспериментальные кривые зависимостей $\Delta P_c^\circ = f_4(V_{ср})$ и $\Delta P^\circ = f_5(V_{ср}, L / G)$.

3.3.7. Провести сравнения расчетных и экспериментальных данных по сопротивлению сухого и орошаемого аппарата и определить абсолютные $\Delta_1 = \Delta P_c - \Delta P_c^\circ$, $\Delta_2 = \Delta P - \Delta P^\circ$ и относительные $\varepsilon_1 = |\Delta_1| \cdot 100 \% / \Delta P_c$, $\varepsilon_2 = |\Delta_2| \cdot 100 \% / \Delta P$ погрешности.

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Название и цели работы.
2. Схемы лабораторной установки, аппарата, оросительных устройств и их описания.
3. Расчеты геометрических, теплофизических и режимных параметров сухого и орошаемого аппарата.

4. Расчеты гидравлического сопротивления сухого и орошаемого аппарата с различными видами оросительных устройств.

5. Расчетные и экспериментальные графики зависимостей сухого и орошаемого аппарата.

6. Оценки погрешностей эксперимента.

7. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Для каких процессов рекомендуется применять аппарат вихревого типа?
2. По каким признакам или параметрам закрученный поток отличается от осевого (незакрученного) в трубах или аппаратах?
3. От каких конструктивных и режимных параметров зависит интенсивность крутки потока в аппаратах вихревого типа?
4. Как оценивается коэффициент полного аэродинамического сопротивления $\zeta_{п.вх}$?
5. Каково назначение тангенциального закручивающего устройства в абсорбере вихревого типа?
6. Для чего предназначен гидравлический затвор в аппарате?
7. Какие типы оросителей применяются в аппарате и для каких целей?
8. От каких параметров зависит гидравлическое сопротивление аппарата и по какой формуле рассчитывается?
9. Для какой цели используется тангенциальное выходное устройство в абсорбере вихревого типа?
10. Как экспериментально определить сопротивление аппарата?
11. Какого типа насос используется в лабораторной установке и для какой цели?

12. По какой методике проводится эксперимент по определению энергозатрат аппарата?

13. Как и по каким приборам установить заданное расчетное значение воздуха в аппарате?

14. Как оценить погрешность расчетных и экспериментальных значений сопротивления аппарата?

15. Какой способ контактирования фаз положен в основу разработки абсорбера вихревого типа?

16. Для каких целей применяются дифференциальные манометры и какова точность их показаний?

Лабораторная работа 7

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА БАРБОТАЖНЫХ КОНТАКТНЫХ УСТРОЙСТВ

Цели работы:

1. Изучить конструкции и принцип работы барботажных тарелок с переливными устройствами.

2. Освоить методику экспериментального исследования гидравлического сопротивления контактных устройств тарельчатого типа и изучить режимы их работы.

3. Ознакомиться с методикой гидродинамического расчета по ОСТ 26-01-1488-83 [23].

4. Провести качественное и количественное сравнения расчетных и экспериментальных данных.

1. Теоретическая часть

1.1. Конструкция и принцип работы

Контактные устройства массообменных тарельчатых аппаратов предназначены для приведения в тесный контакт взаимодействующих фаз. Среди всего многообразия таких устройств наиболее широко распространены барботажные тарелки. Они бывают провального типа (дырчатые, трубчатые, решетчатые, волнистые и т.д.) и с переливными устройствами (колпачковые, ситчатые, клапанные, тарелки из S-образных элементов, чешуйчатые или струйные и др.).

В настоящей работе изучаются контактные устройства следующих трех типов: ситчатые, клапанные и колпачковые.

Ситчатая тарелка (рис. 1а) состоит из полотна 1, имеющего отверстия диаметром $d_0 = 2-8$ мм, через которые проходит га-

зовая фаза, барботирующая затем через слой жидкости на тарелке. Уровень жидкости на тарелке поддерживается сливной планкой 2 длиной l_2 . Жидкость стекает с тарелки на тарелку через переливное устройство сегментного типа. Конструктивные элементы переливного устройства: сливной порог 3 с регулируемой по высоте установки сливной планкой; сливная перегородка 4; приемный карман 5; переливной порог 6.

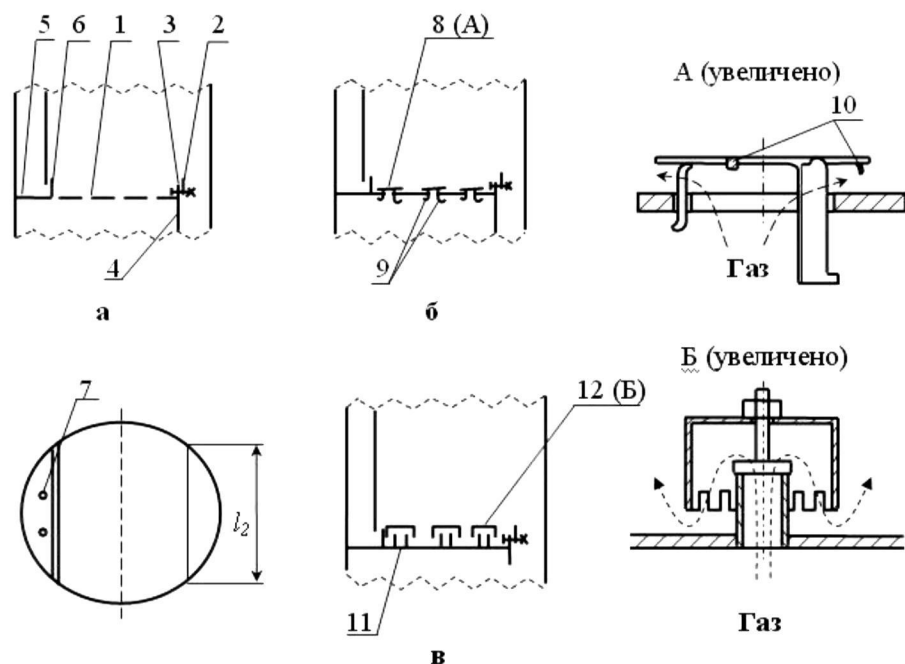


Рис. 1. Схемы тарельчатых контактных устройств: а – ситчатая;

1 – полотно тарелки, 2 – сливная планка, 3 – сливной порог, 4 – сливная перегородка, 5 – приемный карман, 6 – переливной порог; б – клапанная: 8 – клапан, 9 – упорные ножки клапана; в – колпачковая: 7 – дренажное отверстие, 10 – выступы, 11 – газовый патрубок, 12 – колпачок

В приемном кармане должно быть предусмотрено дренажное отверстие 7, необходимое для опорожнения последнего при остановках колонны.

Приемный карман обеспечивает создание гидравлического затвора, препятствующего проходу газовой фазы на вышележащее контактное устройство. Межтарельчатое расстояние принимается, исходя из условия обеспечения надежного гидравлического затвора.

Это достигается требуемой высотой газожидкостного слоя в сливном канале, обеспечивающем надежную сепарацию газожидкостного потока, стекающего через сливной порог. Обеспечение сепарации газожидкостной фазы над барботажным слоем исключает унос жидкости газовой (паровой) фазой на вышележащее контактное устройство. Ширина слива h определяется длиной вылета струи жидкости, стекающей в переливное устройство.

При нормальных нагрузках по газу жидкость через отверстия не протекает, так как она поддерживается снизу давлением газа. На тарелке образуется жидкостной слой, глубина которого определена высотой сливного порога h_7 , а транспортирование жидкости с тарелки на тарелку производится только через переливные устройства.

При низких нагрузках по газу возможен провал жидкости через отверстия в полотне тарелки, то есть тарелка работает в провальном режиме. При дальнейшем уменьшении расхода газового потока жидкость полностью стекает через отверстия полотна. Тарелка при этом находится в нерабочем режиме.

Основные характеристики стандартных ситчатых тарелок регламентированы ОСТ 26-536-72 [24] и ОСТ 26-01-125-81 [25] для колонн диаметром от 400 до 4000 мм при расстоянии между тарелками 200 мм и более. Рабочий диапазон обычно не более 2,5. Металлоемкость тарелки составляет 50-65 кг/м². Тарелки весьма чувствительны к точности горизонтальной установки и не рекомендуются для работы на загрязненных средах, так как при этом возможна забивка отверстий.

Клапанная тарелка (рис. 1б) приспособлена к работе при сильно меняющихся нагрузках по газу. Конструктивно она состоит из перфорированного полотна 1, в отверстия которого вставлены клапаны 8. Последние представляют собой штампованный элемент дискообразной формы с отогнутыми ножками 9. На диске клапана имеются выступы 10, исключая возможность его прилипания к полотну тарелки. Ножки имеют разную длину, что позволяет менять ориентацию клапана по отношению к полотну тарелки в зависимости от нагрузки по газу. Конструкция сливного устройства такая же, как и на ситчатой тарелке. При малых расходах газовой фазы клапан лежит на поверхности тарельчатого полотна, и газ проходит через зазор между клапаном и полотном. С увеличением расхода газа происходит поднятие клапана до упора, при этом диск клапана остается в горизонтальном положении. Если расход газа еще возрастает, то клапан приподнимается в наклонное положение (до упора длинной ножки). При правильной установке клапана приподнятие его должно быть ориентировано в направлении движения жидкостного потока на тарелке от приемного кармана к сливному порогу.

Клапанные тарелки применяются в колоннах диаметром 400 мм и более при расстоянии между тарелками не менее 450 мм. Размеры тарелок регламентированы ОСТ 26-02-1401-76 [26], ОСТ 26-02-1402-76 [27] и ОСТ 26-01-125-81 [25]. Диапазон рабочих нагрузок более 4. В области саморегулируемой работы клапанов тарелка обладает относительно небольшим сопротивлением. Металлоемкость тарелки составляет 55-80 кг/м².

Колпачковая тарелка (рис. 1в) выполняется из газовых (паровых) патрубков 11 диаметром d_0 , приваренных к полотну тарелки 1. Сверху к патрубкам крепятся колпачки 12, причем крепление позволяет регулировать высоту их установки по отношению к тарельчатому полотну, что определяет глубину барбота-

жа. Глубина барботажа устанавливается по положению верхней кромки прорезей колпачка относительно уровня жидкости на тарелке, регулируемого сливной планкой 2.

Различные типы колпачковых тарелок отличаются друг от друга главным образом конструкцией колпачков. В зависимости от формы колпачки бывают круглыми (диаметром 80-150 мм) и прямоугольными или туннельными. Нижние края колпачков обычно снабжены зубцами трапецевидной формы или прорезями в виде узких вертикальных щелей. Иногда используют колпачки и с гладкой нижней кромкой. Наличие зубцов и прорезей способствует равномерному распределению газового потока на выходе из-под колпачка при отклонении плоскости его нижнего края от горизонтали. Колпачки располагают с некоторым зазором по отношению к полотну тарелки. Колпачки, имеющие прорези, могут устанавливаться и без зазора. Конструкция сливного устройства такая же, как и на ситчатой тарелке.

Газовый поток проходит через газовые патрубки, кольцевой зазор между колпачком и наружной стенкой патрубков и выходит из колпачка через прорези. Для поддержания постоянной скорости газового потока по всему ходу конструктивно должно быть обеспечено равенство площадей проходных сечений по всей длине газового тракта. Попадая в слой жидкости, поток диспергируется (чему способствует наличие прорезей определенной конфигурации) и уже в виде отдельных пузырей барботирует через жидкость на тарелке. При этом обеспечивается развитая поверхность контакта фаз, что интенсифицирует процесс массопереноса в системе газ-жидкость.

Колпачковые тарелки с капсульными колпачками могут быть установлены в колоннах диаметром 400 мм и более, расстояние между тарелками от 200 мм и более. Тарелки могут иметь неразборную и разборную конструкции. Тарелки неразборной конструкции уплотнены в корпусе колонны периферийным сальником с набивкой из асбестового шнура. Тарелки диа-

метром 1200-1800 мм имеют опорное разъемное кольцо, прикрепленное к корпусу колонны, на которое сверху крепится основание тарелки. Тарелки большого диаметра снабжены опорными балками, воспринимающими нагрузки от масс тарелки и жидкости. Основные размеры тарелок регламентированы ОСТ 26-01-282-71, ОСТ 26-808-73 и ОСТ 26-01-125-81.

Для комплектации тарелок служат стандартные круглые колпачки диаметром 60, 80 и 100 мм по ГОСТ 9634-68.

Колпачковые капсульные тарелки имеют широкий рабочий диапазон (более 4). Металлоемкость конструкции составляет 60-90 кг / м².

По производительности тарелки этого типа уступают тарелкам других современных типов и сравнительно трудоемки в изготовлении и монтаже, однако они находят применение благодаря универсальности областей практического использования и неприхотливости в эксплуатации.

Представляет интерес исследование гидродинамических режимов работы контактного устройства, поскольку этим определяется массоперенос. В качестве характеристик гидродинамического режима выступают: фактор паровой (газовой) нагрузки – F , кг^{0,5} / (м^{0,5}·с); величина предельной нагрузки по газовой фазе (максимальная и минимальная) – $V_{\max}$, $V_{\min}$, м/с; диапазон устойчивой работы – $V_{\max} / V_{\min}$; величина гидравлического сопротивления – ΔP , Па; удельная нагрузка на единицу длины периметра слива – L_{v2} , м² / с.

2. Расчетная часть

Гидравлическое сопротивление барботажных тарелок ΔP , Па при различных нагрузках по жидкости L_v , м³/с рассчитывается по уравнению

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2, \quad (1)$$

где $\Delta P_1 = 5000 \cdot \zeta_i \cdot (F / f_5)^2$ – гидравлическое сопротивление ситчатой $i = 1$, клапанной $i = 2$ и колпачковой $i = 3$ тарелок, Па; ζ_i – коэффициент гидравлического сопротивления i -ой тарелки; $\Delta P_2 = 9810 \cdot \beta \cdot h_6$ – сопротивление газожидкостного слоя на тарелке, Па; F – фактор газовой (паровой) нагрузки, кг^{0,5} / (м^{0,5}·с); $f_5 = (n \cdot d_0^2 / D^2) 100$ – относительное свободное рабочее сечение тарелки, %; β – фактор аэрации; h_6 – динамическая глубина барботажа, м; n – количество контактных отверстий диаметром d_0 , м в колонне диаметром D , м.

Скорость движения газа в колонне определяется по выражению

$$V = G_V / S, \text{ м/с}, \quad (2)$$

где G_V – объемная нагрузка по газу, м³/с; $S \approx 0,785 \cdot D^2$ – свободное сечение колонны, м²; $D = 0,28$ м – диаметр колонны.

Фактор газовой (паровой) нагрузки вычисляется по формуле

$$F = V (\rho_g)^{0,5}, \text{ кг}^{0,5} / (\text{м}^{0,5} \cdot \text{с}), \quad (3)$$

где ρ_g – плотность газа (пара), кг / м³; V определяется по уравнению (2).

Фактор аэрации на тарелках рассчитывается по зависимости:

$$\beta = 0,1 / (30 \cdot V / f_5 + 4) + 0,253 / (h_6)^{0,25}, \quad (4)$$

где f_5 и h_6 определены из уравнения (1); V вычисляется по уравнению (2).

Удельная нагрузка на единицу длины периметра слива l_2 для всех тарелок определяется по формуле

$$L_{v2} = L_v / l_2, \text{ м}^2 / \text{с}, \quad (5)$$

где L_v – объемный расход жидкости в колонне, м³/с.

В зависимости от значения удельной нагрузки на единицу длины периметра слива, отличного от граничного значения

$L_{v2} = 0,0017 \text{ м}^2 / \text{с}$, рассчитывается подпор жидкости над сливной планкой h_1 , м.

Для значений $L_{v2} < 0,0017 \text{ м}^2 / \text{с}$ величина подпора жидкости над сливной планкой определяется по формуле

$$h_1 = 1,44 \cdot (L_{v2})^{2/3}, \text{ м.} \quad (6)$$

Если $L_{v2} \geq 0,0017 \text{ м}^2 / \text{с}$, то подпор жидкости над сливной планкой h_1 вычисляется по зависимости

$$h_1 = 0,667 \cdot (L_{v2})^{2/3}, \text{ м.} \quad (7)$$

Методика расчета гидравлического сопротивления ситчатой, клапанной и колпачковой тарелок определяется их спецификой, связанной с различием конструктивных параметров.

2.1. *Ситчатая тарелка.* Конструктивные параметры: $d_0 = 0,004 \text{ м}$ – диаметр отверстий полотна тарелки; $n = 542$ – количество отверстий; $t = 0,007 \text{ м}$ – шаг между отверстиями; $l_2 = 0,18 \text{ м}$ – периметр (длина) слива; $h_7 = 0,015 \text{ м}$ – высота сливной перегородки (планки).

Коэффициент гидравлического сопротивления сухой тарелки определяется по уравнению

$$\zeta_1 = (d_0 / t)^2 \cdot (t / (0,62 \cdot d_0) - 1)^2. \quad (8)$$

Относительное свободное рабочее сечение в процентах рассчитывается по формуле:

$$f_5 = (n \cdot d_0^2 / D^2) 100 \%, \quad (9)$$

где $D = 0,28 \text{ м}$ – диаметр колонны.

Динамическая глубина барботажа ситчатой тарелки h_6 определяется по выражению

$$h_6 = (h_7 + h_1) \cdot \rho_1 / 1000, \text{ м,} \quad (10)$$

где ρ_1 – плотность жидкой фазы (воды), $\text{кг} / \text{м}^3$; h_1 определяется по уравнениям (6) или (7) в зависимости от значения удельной

нагрузки на единицу длины периметра слива L_{v2} , определенной по уравнению (5).

Фактор газовой (паровой) нагрузки определяется по уравнению (3), фактор аэрации – по уравнению (4), а гидравлическое сопротивление ситчатой тарелки – по (1).

Минимально допустимая скорость движения газа (воздуха) в свободном сечении тарелки определяется по формуле

$$V_{0 \min} = (B_2 - 9 (1 - 100 \cdot d_0)) / \rho_g^{0,5}, \text{ м/с,} \quad (11)$$

где $B_2 = 21,03 + 1,626 \cdot \ln h_6 - 1,85 \cdot 10^{-11} \cdot h_6^{-5,65} \exp(90,33 h_6)$.

Коэффициент запаса сечения тарелки вычисляется по зависимости

$$K_1 = 100 \cdot K_3 \cdot V / (f_5 \cdot V_{0 \min}), \quad (12)$$

где $K_3 = 1$ – коэффициент увеличения нагрузки по питанию.

2.2. *Клапанная тарелка.* Конструктивные параметры: $d_0 = 0,036 \text{ м}$ – диаметр отверстия полотна под клапан; $n = 7$ – количество клапанов; $l_2 = 0,18 \text{ м}$ – периметр слива; $h_7 = 0,018 \text{ м}$ – высота сливной планки; $h = 0,04 \text{ м}$ – ширина сливного кармана.

Коэффициент гидравлического сопротивления сухой тарелки для открытого клапана

$$\zeta_2 = 4,7. \quad (13)$$

Относительное свободное рабочее сечение клапанной тарелки в процентах f_5 определяется по уравнению (9) для своих конструктивных параметров n , d_0 .

Нагрузка по жидкости на единицу рабочей площади тарелки L_{v1} рассчитывается по выражению

$$L_{v1} = L_v / (S \cdot S_1), \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{с}), \quad (14)$$

где $S_1 = (1 - 0,02 \cdot S_2)$ – относительное рабочее сечение тарелки;

$S_2 = S_{\text{seg}} \cdot 100 / S$, % – относительное сечение перелива;

$S_{\text{seg}} = h (6 \cdot l_2 + 8 (h^2 + l_2^2 / 4)^{0,5}) / 15$, м^2 – площадь перелива.

Подпор жидкости над сливной планкой h_1 вычисляется по уравнениям (6) или (7) в зависимости от значения удельной нагрузки на единицу длины периметра слива L_{v2} , определяемой по уравнению (5) для конструктивных параметров клапанной тарелки.

Динамическая глубина барботажа на клапанных тарелках h_6 вычисляется по уравнению (10) для своих значений h_7 и h_1 .

Минимально допустимая скорость движения газа (воздуха) в свободном сечении клапанов рассчитывается по формуле

$$V_{\text{кmin}} = 1,44 \cdot h_7^{0,35} \cdot L_{v1}^{0,3} (\rho_1 / \rho_g)^{0,5}, \text{ м/с} . \quad (15)$$

Максимально допустимая скорость движения газа (воздуха) в свободном сечении клапанов определяется по выражению

$$V_{\text{кmax}} = V_{\text{кmin}} (\zeta_t / \zeta_2)^{0,5}, \text{ м/с}, \quad (16)$$

где $\zeta_t = 215$ – коэффициент гидравлического сопротивления технологических зазоров клапанов.

Диапазон устойчивой работы тарелки вычисляется по зависимости:

$$\text{DIP} = V_{\text{кmax}} / V_{\text{кmin}} . \quad (17)$$

Максимальный фактор газовой (паровой) нагрузки в свободном сечении клапанов рассчитывается по уравнению

$$F_{\text{кmax}} = V_{\text{кmax}} \cdot \rho_g^{0,5}, \text{ кг}^{0,5} / (\text{м}^{0,5} \cdot \text{с}) . \quad (18)$$

Определяется величина удельной весовой нагрузки клапана q , Па, в зависимости от численного значения параметра $F_{\text{кmax}}$ (табл. 1).

Величина вспомогательного комплекса A_3 , необходимая для расчета относительного свободного рабочего сечения тарелки, определяется по выражению

$$A_3 = 2 \cdot q / (V_k^2 \cdot \rho_g) - 0,82, \quad (19)$$

где $V_k = 100 \cdot V / f_5$, м/с – скорость движения газа (воздуха) в свободном сечении клапанов.

Таблица 1
Определение удельной весовой нагрузки клапана q , Па

Параметр $F_{\text{кmax}}$, кг ^{0,5} / (м ^{0,5} ·с)	q , Па
До 10 включ.	156,6
От 10 до 20 включ.	250,6
От 20 до 30 включ.	344,5
От 30 до 40 включ.	438,5
Более 45 включ.	548,0

Если $A_3 > 0$, то коэффициент открытия клапанов B_3 рассчитывается по формуле

$$B_3 = 1,5 / A_3^{0,5} . \quad (20)$$

При значениях $A_3 \leq 0$ или $B_3 > 1$ коэффициент открытия клапанов B_3 принимается

$$B_3 = 1,0. \quad (21)$$

Относительное свободное рабочее сечение тарелки в процентах определяется по уравнению

$$f_5' = (B_3 + (1 - B_3) \cdot (\zeta_2 / \zeta_t))^{0,5} \cdot f_5 . \quad (22)$$

Коэффициент запаса сечения тарелки вычисляется по зависимости

$$K_1 = 100 \cdot K_3 \cdot V / (f_5' \cdot V_{\text{кmin}}), \quad (23)$$

где $K_3 = 1$ – коэффициент увеличения нагрузки по питанию.

Гидравлическое сопротивление клапанной тарелки вычисляется по уравнению (1) при известном факторе аэрации, найденном по уравнению (4) и ранее определенном факторе газовой (паровой) нагрузки F для ситчатой тарелки.

2.3. *Колпачковая тарелка.* Конструктивные параметры: $d_0 = 0,035$ м – диаметр отверстия газовых патрубков; $n = 7$ – количество колпачков; $m = 3$ – число рядов колпачков; $l_2 = 0,17$ м – периметр слива; $h_7 = 0,027$ м – высота сливной планки; $h_3 = 0,02$ м – высота прорезей колпачка; $h_4 = 0,007$ м – зазор установки (размещения) колпачка по отношению к полотну тарелки.

Коэффициент гидравлического сопротивления тарелки принимается в зависимости от высоты прорезей h_3 и диаметра колонны D и для данных конструктивных параметров ζ_3 определяется по виду:

$$\zeta_3 = 3,5. \quad (24)$$

Относительное свободное рабочее сечение тарелки f_5 в процентах вычисляется по уравнению (9) с конструктивными параметрами n и d_0 для колпачковой тарелки.

Градиент уровня жидкости на тарелке вычисляется по формуле

$$\Delta = 0,004 \cdot m(2,2-F)(36 \cdot L_{v2})^{8h_7}, \text{ м}, \quad (25)$$

где F – фактор газовой (паровой) нагрузки, определяемой по уравнению (3); L_{v2} – удельная нагрузка на единицу длины периметра слива, вычисляемой по уравнению (5).

Динамическая глубина барботажа колпачковой тарелки h_6 определяется по уравнению

$$h_6 = (h_7 + h_1 + \Delta / 2 - h_3 / 2 - h_4) \cdot \rho_1 / 1000, \text{ м}, \quad (26)$$

где h_1 вычисляется по уравнениям (6) или (7) в зависимости от величины L_{v2} , рассчитанной по уравнению (5).

Минимально допустимая скорость движения газа в рабочем сечении колпачковой тарелки вычисляется по выражению

$$V_{\min} = B_2 - 10 \cdot (1 - 1,1 \cdot L_{v2}^{0,2}) / \rho_g^{0,5}, \text{ м/с}, \quad (27)$$

где $B_2 = 21,03 + 1,626 \cdot \ln h_6 - 1,85 \cdot 10^{-11} \cdot h_6^{-5,65} \exp(90,33 \cdot h_6)$ – коэффициент, определяемый глубиной барботажа.

Коэффициент запаса сечения тарелки определяется по формуле

$$K_1 = 100 \cdot K_3 \cdot V / (f_5 \cdot V_{\min}), \quad (28)$$

где $K_3 = 1$ – коэффициент увеличения нагрузки по питанию; f_5 – относительное свободное рабочее сечение тарелки, определяемое по уравнению (9) с конструктивными параметрами n и d_0 для колпачковой тарелки.

Фактор аэрации колпачковой тарелки определяется по уравнению (4), а гидравлическое сопротивление – по уравнению (1).

2.4. По полученным данным построить графики зависимостей $\Delta P = f(F)$ для сухих и орошаемых тарелок при заданных нагрузках. Провести качественное и количественное сравнения расчетных и экспериментальных данных по гидравлическому сопротивлению для рассмотренных типов тарелок.

3. Экспериментальная часть

3.1. Описание установки

Лабораторная установка, предназначенная для визуального наблюдения различных гидродинамических режимов работы и экспериментального определения гидравлического сопротивления трех типов тарелок, представлена на рис. 2.

Установка состоит из колонны 17 с установленными в ней тарелками, воздуходувки 1 для подачи воздуха и диафрагмы 2 для создания перепада давления. Регулирование подачи воздуха производится с помощью вентиля 3, давление перед диафрагмой и перепад давления на ней измеряются дифманометрами 11 и 12. Давление на входе в колонну измеряется дифманометром 16, перепады давлений на тарелках – дифманометрами 13-15, а температура воздуха – термометром, установленным на линии подачи

воздуха в аппарат. Вода в колонну подается из водопроводной сети после открытия вентиля 10. Измерение расхода воды осуществляется двумя ротаметрами 6 и 7, а регулирование – вентилями 8, 9 перед ротаметрами. Вентили 4, 5 служат для подачи воды на тарелку.

3.2. Порядок выполнения работы

Экспериментальная часть исследования проводится при четырех расходах воздуха для неорошаемой колонны и при трех режимах орошения. Нагрузки задаются преподавателем. Ниже приводится алгоритм проведения работы.

1. Включить воздухоподувку, нагнетающую воздух. Измерить температуру воздуха t , °С, поступающего в аппарат, и барометрическое давление B , мм рт. ст.

2. Исследование работы сухой тарелки.

Внимание! При исследовании работы сухих тарелок необходимо исключить движение воздуха в сливных перегородках (каналах).

2.1. Вентилем 3 установить заданный преподавателем перепад давления на диафрагме Δh , мм вод. ст. по дифманометру 12.

2.2. Снять показания с дифманометров 11, 16, 13-15 (давление перед диафрагмой h_d , давление на входе в аппарат $h_{вх}$, падение давлений на тарелках Δh_T , мм вод. ст.). Вести наблюдение за работой клапанной тарелки. Данные занести в табл.

2.3. Выполнить подпункты 2.1, 2.2 еще при трех перепадах давления на диафрагме.

2.4. Прекратить подачу воздуха в аппарат, закрыв вентиль 3.

3. Исследование работы орошаемой тарелки.

3.1. Открыть вентиль 10 на общей линии подачи воды.

3.2. Открыть вентиль 4 на линии подачи воды в аппарат (вентиль 5 постоянно находится в закрытом состоянии).

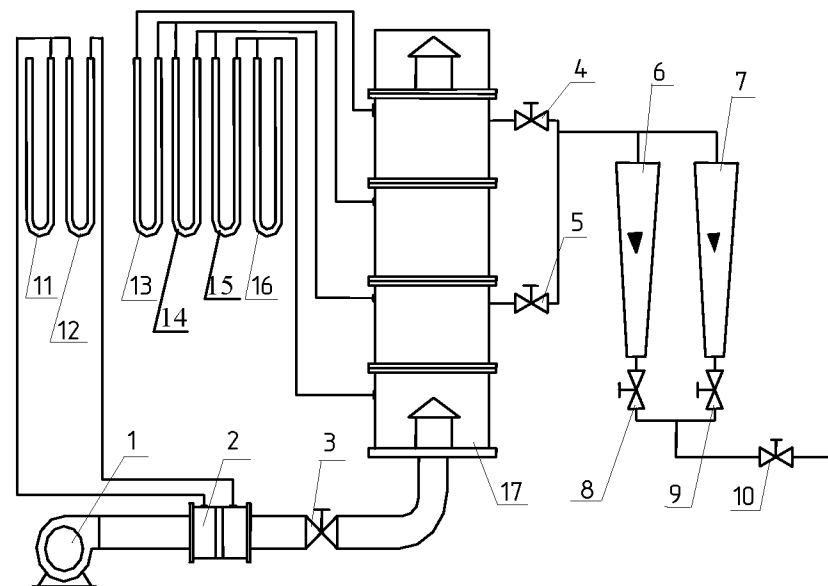


Рис. 2. Схема лабораторной установки

3.3. С помощью вентиля 8, 9 по ротаметрам 6, 7 установить заданный расход жидкого орошения L^*_{v} , м³ / час (в зависимости от величины расхода жидкости используют левый или правый ротаметры, а при больших расходах – оба ротаметра). Перевод объемного расхода жидкости в показания ротаметра производится по тарифовочным графикам, приведенным на стенде установки.

3.4. Вентилем 3 установить заданный преподавателем перепад давления на диафрагме Δh , мм вод. ст. по дифманометру 12.

3.5. Снять показания с дифманометров 11, 16, 13-15 (давление перед диафрагмой h_d , давление на входе в аппарат $h_{вх}$, перепады давлений на тарелках Δh_T , мм вод. ст.). Вести наблюдения за гидродинамическими режимами работы тарелок. Данные занести в табл. 2.

Таблица 2

Перепад давления на диафрагме Δh	Давление на входе в диафрагму h_d	Давление перед аппаратом $h_{вх}$	Действительный расход воздуха $G^*_{\text{в}}, \text{ м}^3 / \text{ час}$	Скорость воздуха по аппарату $V, \text{ м/с}$	Гидравлическое сопротивление тарелок ΔP , Па		
					Ситчатая	Клапанная	Колпачковая
мм вод. ст.					Режим сухих тарелок: $L^*_{\text{в}} = 0, \text{ м}^3 / \text{ ч}$		
Первый режим орошения: $L^*_{\text{в}} =$, $\text{ м}^3 / \text{ ч}$							
1.							
...							
4.							
Второй режим орошения: $L^*_{\text{в}} =$, $\text{ м}^3 / \text{ ч}$							
1.							
...							
4.							
Третий режим орошения: $L^*_{\text{в}} =$, $\text{ м}^3 / \text{ ч}$							
1.							
...							
4.							

3.6. Выполнить подпункты 3.4, 3.5 еще при трех перепадах давления на диафрагме.

3.7. Прекратить подачу воздуха в аппарат, закрыв вентиль 3.

3.8. Выполнить подпункты 3.3-3.7 еще при двух расходах жидкого орошения.

3.9. Прекратить подачу воды в аппарат, перекрыв последовательно вентили 4, 8-10.

4. Выключить воздухоподувку.

4. Методика обработки эксперимента

4.1. Рассчитывается комплекс $\sqrt{\Delta h \cdot (B + P_d) / T}$, где Δh – перепад давления на диафрагме, мм вод. ст.; B – барометрическое давление, мм рт. ст.; P_d – давление перед диафрагмой, мм рт. ст.; T – температура воздуха, поступающего в аппарат, К.

4.2. Для рассчитанных значений комплекса по тарифовочному графику, приведенному на стенде лабораторной установки, находятся значения объемного расхода воздуха при нормальной температуре и давлении G_n^* , м³/час.

4.3. Определяется действительный объемный расход воздуха

$$G_v^* = G_n^* \cdot 760 \cdot (273,15 + t) / ((B + P_{вх}) \cdot 273), \text{ м}^3 / \text{час},$$

где t – температура воздуха при входе в аппарат, °С; $P_{вх}$ – избыточное давление на входе в аппарат, мм. рт. ст.

4.4. Расчет гидравлического сопротивления сухих и орошаемых тарелок выполняется в соответствии с ОСТ 26-01-1488-83 [23] для нагрузок по газу и жидкости, при которых выполнялась экспериментальная часть работы.

Физические свойства системы: плотность газовой фазы (воздуха) ρ_g , кг / м³; плотность жидкой фазы (воды) ρ_l , кг / м³ принимаются по справочным данным [8] для системы вода–воздух при условиях проведения эксперимента (барометрическое давление и температура воздуха).

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Название и цели работы.
2. Схему с описанием лабораторной установки.
3. Эскизы контактных устройств с указанием конструктивных параметров, величины свободного рабочего относительного сечения тарелки и коэффициента гидравлического сопротивления.

4. Расчеты гидравлического сопротивления сухой и орошаемой тарелок.
5. Таблицу экспериментальных данных.
6. Графики зависимостей $\Delta P = f(F)$, построенных по расчетным данным, для заданных режимов орошения трех типов тарелок.
7. Выводы по результатам сравнения данных эксперимента и расчета.

Контрольные вопросы

1. Какие барботажные тарелки относятся к тарелкам с переливными устройствами?
2. Для каких массообменных процессов рекомендуется использовать барботажные тарелки?
3. Какие типы провальных тарелок наиболее распространены и как они работают?
4. Чем конструкция ситчатой тарелки отличается от клапанной?
5. Какой тип тарелок не рекомендуется для работы на загрязненных средах и почему?
6. Как определяется металлоемкость тарелок? Какая из исследуемых тарелок имеет наименьшую металлоемкость?
7. Из каких узлов состоит лабораторная установка и каков порядок выполнения работы на ней?
8. От каких режимных и конструктивных параметров зависит гидравлическое сопротивление барботажных тарелок?
9. Как рассчитать свободные сечения аппарата и тарелки?
10. Какая из исследуемых тарелок имеет большую величину свободного сечения?
11. Как вычислить значение диапазона устойчивой работы тарелки?
12. Как удельная нагрузка жидкости влияет на эффективность массопередачи барботажных тарелок?

13. Какой параметр служит характеристикой гидродинамического режима и влияет на массоперенос?
14. Как определяются погрешности расчетных и экспериментальных данных?
15. Приведите порядок определения характеристик ситчатой тарелки с организованным переливом.

Лабораторная работа 8

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНТАКТНЫХ ПРЯМОТОЧНЫХ И ПРЯМОТОЧНО–ВИХРЕВЫХ УСТРОЙСТВ

Цели работы:

1. Изучить особенности конструкции прямоточных тарелок.
2. Ознакомиться с методикой экспериментального исследования гидродинамических характеристик в массообменных колоннах.
3. Провести экспериментальное изучение гидродинамических характеристик прямоточных, прямоточно- и перекрестно-прямоточных вихревых тарелок.
4. Провести сравнение гидродинамических характеристик различных прямоточных тарелок: трубчатой, струйно-центробежной и трубчатой с соударением потоков.

Введение

В настоящее время процессы ректификации проводятся в основном в тарельчатых многоступенчатых аппаратах колонного типа с колпачковыми, ситчатыми, клапанными тарелками, с тарелками, состоящими из S-образных элементов. Такие аппараты не позволяют интенсифицировать процесс выше некоторого предела, лимитируемого нагрузками, превышение которых приводит к недопустимому уносу. Например, предельно допустимые скорости движения пара в тарельчатых колоннах при атмосферном давлении и межтарельчатом расстоянии 450-800 мм составляют всего 1,0-1,1 м/с. С другой стороны, небольшие нагрузки по пару в колоннах с перекрестным взаимодействием фаз в зоне контакта обуславливают низкую эффективность массопередачи. В результате высота колонн зачастую достигает 50 м и более.

Значительный рост продукции пищевых, химических производств и усиление требований к ее качеству поставили задачу повышения производительности и эффективности ректификационных колонн. Это повышение ввиду их низких допустимых нагрузок возможно только за счет увеличения диаметра ректификационных колонн. В процессах нефтепереработки и основного органического синтеза уже сейчас используются колонны до 12 м в диаметре, что приводит к резкому росту стоимости самих колонн и их монтажа.

Совершенствование ректификационных аппаратов было связано, главным образом, с их конструктивными изменениями, такими, как уменьшение уноса жидкости с тарелок, уменьшение гидравлического градиента потока жидкости вдоль тарелки, улучшение работы перетоков, а также создание точных методов расчета, базирующихся на более глубоком изучении гидродинамических и кинетических закономерностей в процессе ректификации. Последнее вызвано тем, что при проектировании аппарат часто выбирают произвольно, а также необоснованно занижают допустимые скорости и завышают расстояния. Однако такое совершенствование ректификационных аппаратов не дало ощутимых результатов. В связи с этим возник вопрос о поиске новых способов организации движения фаз в зоне контакта. Таким способом явилось использование прямоточного и прямоточно-вихревого движения фаз в этой зоне при высоких скоростях [13, 15, 16].

1. Теоретическая часть

В данной работе представлены три типа контактных устройств с прямоточным и перекрестно-прямоточным принципами взаимодействия газа и жидкости.

Трубчатая тарелка (рис. 1) состоит из концентрически расположенных газового 5 и контактного 3 патрубков, укрепленных на горизонтальной перегородке 4; завихрителя газового потока 6; сепарационных отсекателей 2.

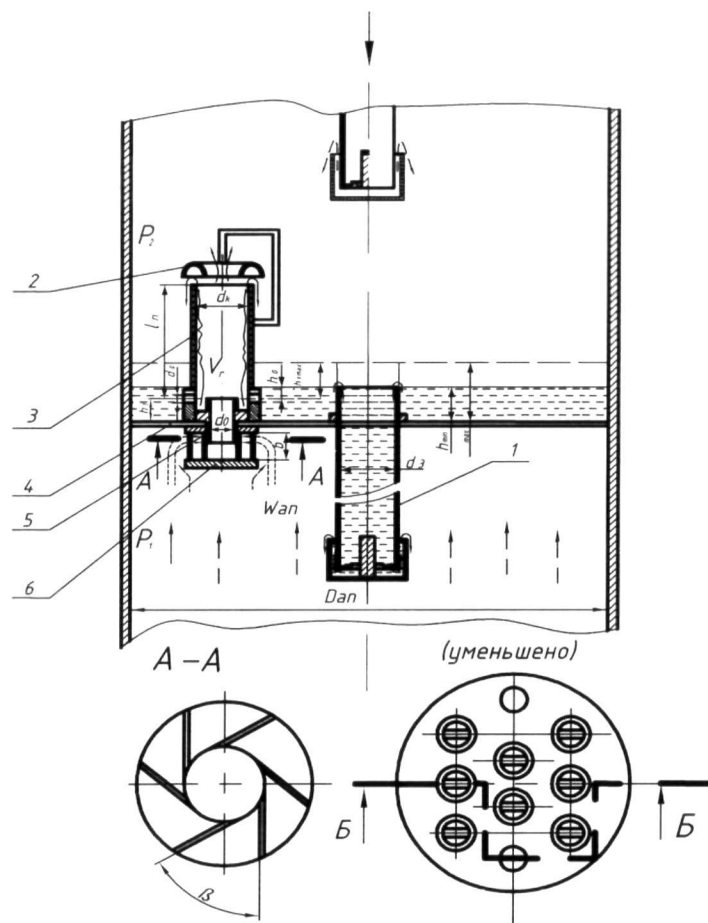


Рис. 1. Тарелка трубчатая: 1 – сливной патрубок; 2 – сепарационный отсекающий; 3 – патрубок контактный; 4 – полотно тарелки; 5 – патрубок газовый

Газ с нижележащей ступени поступает в пространство между тангенциально расположенными пластинами завихрителя в газовые патрубки, приобретая при этом вращательно-поступательное движение, и инжектирует жидкость с тарелками через кольцевой зазор между газовыми и контактными трубками. В контактной трубке под действием вращательного потока воздуха жидкость приобретает винтовое движение и, вращаясь по винтовой линии, поднимается по внутренней стенке контактной трубки. При выходе из контактной трубки жидкость отбрасывается центробежной силой на поверхность сепарирующего отсекающего и стекает на тарелку. Вместе с жидкостью в зазоры между сепарационными отсекающими и торцом трубки попадает небольшая часть газа. Основная же масса газа, освобожденная от жидкости, проходит через центральное отверстие в отсекающем и поступает на вышележащую ступень.

Гидродинамическими исследованиями (на системе вода–воздух) было выявлено три режима движения жидкости. При скорости движения газа в контактной трубке порядка 12-15 м/с режим «В» переходит в режим «Е» – турбулентный без отрыва капель от среза контактной трубки. При скоростях движения газа выше 20 м/с наблюдалось образование нового режима «Н» – турбулентного с отрывом капель с поверхности пленки. Получены следующие эмпирические зависимости для определения величины перепада давления:

$$\text{режим «Е»} - \Delta P = 12,16 \cdot W_G^{1,45} \cdot q_1^{0,12}, \text{ Па}; \quad (1)$$

$$\text{режим «Н»} - \Delta P = 2,1 \cdot W_G^{2,0} \cdot q_1^{0,14}, \text{ Па}. \quad (2)$$

Унос жидкости для одиночной трубки может быть определен по следующей зависимости:

$$e = 4,1 \cdot 10^{-3} \cdot W_G^{0,5} \cdot q_1^{0,12}, \text{ кг / кг}, \quad (3) \text{ где}$$

W_G – скорость газа в контактной трубке, м/с; $q_1 = L^* / (\Pi \cdot d_K)$ –

плотность орошения, $\text{м}^3/(\text{м} \cdot \text{ч})$ (объемный расход жидкости на единицу периметра контактной трубки).

Для определения количества инжектируемой жидкости с учетом геометрических размеров контактного устройства предлагается эмпирическая зависимость

$$L^* = 165 \cdot \left(1 - \frac{d_2}{d_K}\right) \cdot h^{0.5} + (100 - h) \cdot (W_T - 30) \cdot \left(1 - \frac{d_2}{d_K}\right)^{1.6}, \quad (4)$$

где L^* – количество инжектируемой жидкости через одну трубку, л / ч; d_2 / d_K – отношение диаметра газового и контактного патрубков; h – высота уровня жидкости на тарелке, мм вод. ст., принимается равной высоте переливной планки (70 мм). Градиентом уровня жидкости на тарелке и высотой превышения уровня жидкости над сливной планкой пренебрегаем; $d_T = 26$ мм, $d_K = 30$ мм.

Струйно-центробежная тарелка (рис. 2) состоит из радиально расположенных пластин 2, установленных под углом 20° к горизонтали так, что между пластинами образуются зазоры для прохода газа или пара, заглушки 3, переточной трубки 1 и переливной трубки 4.

Газ, пройдя с большой скоростью через зазоры между направляющими пластинами центробежной тарелки, приобретает вращательно-поступательное движение. Жидкость по переточной трубе свободно стекает в стакан жидкостного затвора, из которого вытекает на тарелку, подхватывается газом и вовлекается им в совместное вращательное движение. В силу того, что газ при выходе из зазоров между пластинами тарелки обладает большой кинетической энергией, жидкость дробится на мелкие капли, что приводит к развитию межфазного контакта.

Под действием центробежной силы жидкость отбрасывается к стенке колонны и стекает в карман для сбора жидкости, из которого по переточным трубкам поступает на нижележащую тарелку, а газ проходит на вышележащую тарелку.

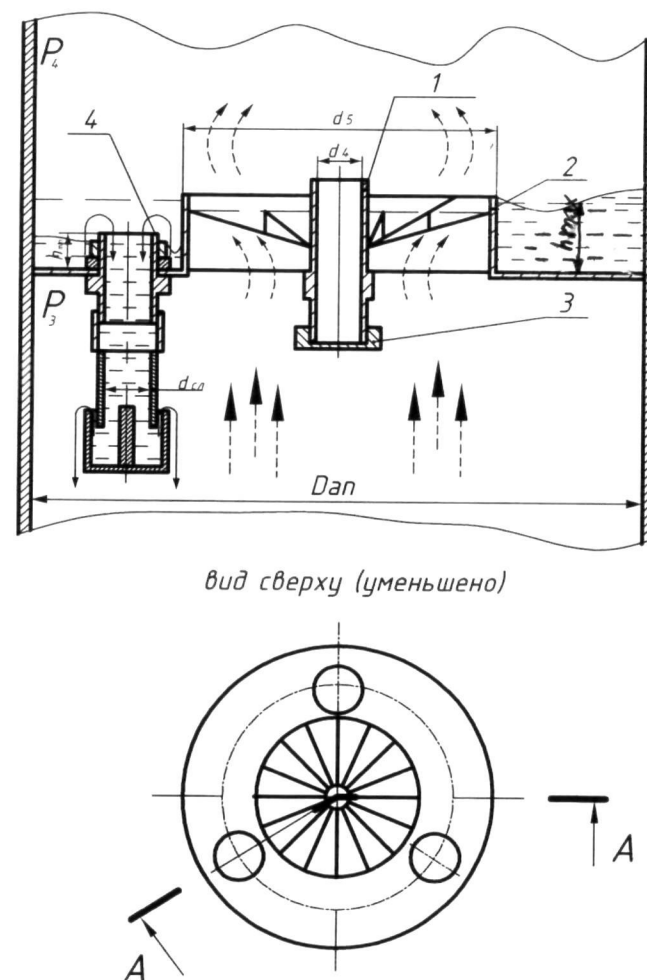


Рис. 2. Тарелка струйно-центробежная: 1 – трубка переточная; 2 – пластины; 3 – заглушка; 4 – трубка переливная

Проведенные исследования показали, что струйно-центробежные тарелки вступают в работу при скорости газа в зазорах между направляющими пластинами 4,4 м/с, это соответствует скорости газа в сечении колонны 0,3-1,2 м/с (в зависимости от площади свободного сечения тарелки), и устойчиво работают вплоть до скоростей движения газа 6-8 м/с в сечении колонны. Нижний предел скорости движения газа определяется провалом жидкости на тарелке, верхний – величиной допустимого уноса.

Неустойчивый режим наблюдается с момента окончания провала жидкости с тарелки до скорости движения газа в зазорах тарелок 10 м/с, переходный – от 10 до 12,5 м/с, турбулентный – от 12,5 до 20 м/с и режим развитой турбулентности – при скоростях движения газа в зазорах тарелок выше 20 м/с.

В результате обработки опытных данных при условии постоянного орошения, не превышающего $25 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, были получены следующие зависимости:

– для турбулентного режима

$$\Delta P = 1,66 \cdot W_{\Gamma}^{1,75} \cdot q_2^{0,12}, \text{Па}, \quad (5)$$

– для режима развитой турбулентности

$$\Delta P = 0,776 \cdot W_{\Gamma}^{2,0} \cdot q_2^{0,12}, \text{Па}, \quad (6)$$

где q_2 – плотность орошения, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ – объемный расход жидкости, отнесенный к площади сечения тарелки; $F_{\text{газ}} = 0,03 \text{ м}^2$ (для орошения), $F_{\text{жид}} = 0,0193 \text{ м}^2$ (сечение между пластинами).

Исследования показали, что гидравлическое сопротивление струйно-центробежной тарелки в 4-5 раз ниже сопротивления барботажных тарелок при одинаковых условиях.

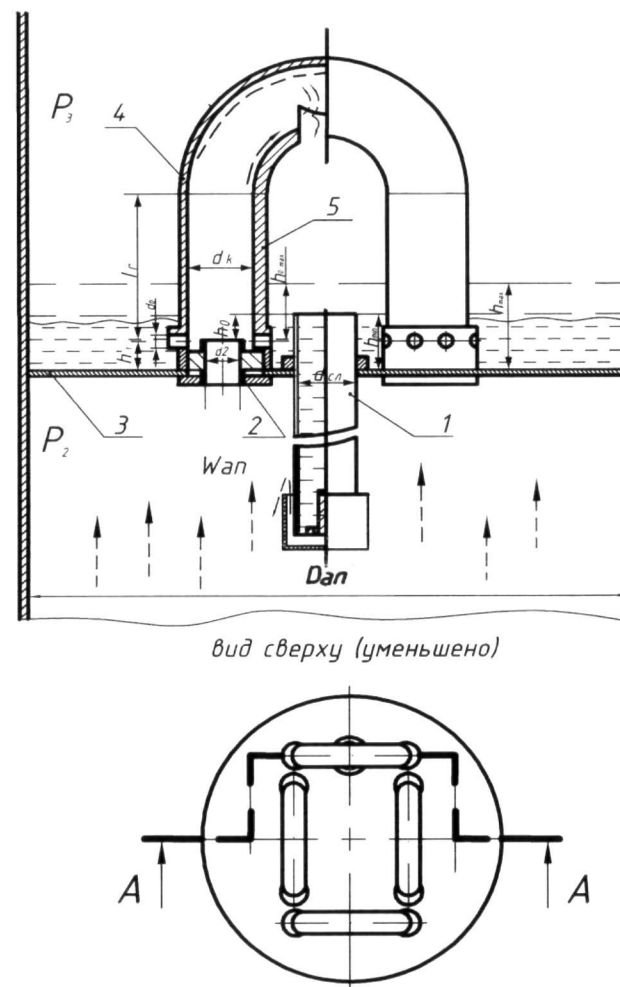


Рис. 3. Тарелка трубчатая с соударением потоков:
1–устройство сливное; 2–патрубок газовый; 3–плотное тарелки; 4–отбойник дуговой; 5–патрубок контактный

Трубчатая тарелка с соударением потоков. Тарелка включает (рис. 3) дуговой отбойник 4, контактные трубы 5, полотно тарелки 3, газовый патрубок 2, устройство сливное 1.

Жидкость, поступающая на тарелку, проходит отверстия в контактном патрубке 5 и через зазор между ним и газовым патрубком 2 попадает в контактную зону, где под действием восходящего газового потока движется по стенке контактной трубы в виде пристенной пленки. Часть жидкости при этом срывается с поверхности пленки и движется с газовым потоком в виде капель. Под действием дугового отбойника 4, соединяющего выходы двух соседних контактных труб, газожидкостные потоки сталкиваются, после чего жидкость направляется вниз на тарелку, а газ, выйдя из-под отбойника, поднимается вверх и уходит на следующую тарелку.

Наличие эффекта соударения двух газожидкостных потоков при высоких скоростях (до 25-30 м/с) приводит к резкой интенсификации процесса массообмена между газом и жидкостью из-за многократной трансформации и обновления поверхности контакта (жидкости).

Исследование гидродинамических закономерностей показало, что, в зависимости от расхода жидкости и газа, наблюдается несколько режимов движения взаимодействующих потоков.

При малых нагрузках по газу скорость движения потока недостаточна для подъема жидкости вверх по контактному каналу. Жидкость проваливается вниз через газовые патрубки. Наблюдаемый режим называется режимом провала.

По мере увеличения скорости газового потока провал жидкости прекращается, при $W = 5-5,5$ м/с в газовом патрубке начинается перемещение жидкости вверх и выброс ее в зону соударения. При этом наблюдается пульсирующий режим работы, характеризующийся периодическим захватом жидкости вверх и провалом ее вниз. Дальнейшее увеличение скорости газа приводит к увеличению частоты пульсации жидкости (переходный

режим) и в дальнейшем наблюдается переход в равномерный режим работы (режим эжектирования). При выходе тарелки на равномерный режим наблюдается устойчивое соударение потоков на выходе из контактных каналов. Этот режим является рабочим.

Обработка результатов исследования изменения гидравлического сопротивления при скоростях газового потока от 7 до 22 м/с и удельном расходе жидкости L / G от 0,5 до 4 кг / кг позволила получить расчетную зависимость для определения ΔP :

$$\Delta P = 2,34 \cdot W_r^2 \cdot (L / G)^{0,1}, \text{Па} \quad (7)$$

где W_r – скорость газа в газовых патрубках, м/с; L – расход жидкости через контактное устройство, кг / ч, вычисляется по формуле (4); G – расход газа, м³/ч; $d_{mp} = 26$ мм, $d_2 = 20$ мм.

2. Расчетная часть

1. Изучить устройство и работу контактных устройств.
2. Изучить порядок расчета гидравлического сопротивления прямоточных контактных устройств.
3. Рассчитать геометрические характеристики элементов контактных устройств:
 - а) для трубчатой тарелки: площадь сечения и периметр одной трубки, площадь сечения аппарата и всех трубок;
 - б) для струйно-центробежной тарелки: площадь сечения колонны и площадь сечения контактных зазоров тарелки;
 - в) для трубчатой тарелки с соударением потоков: площадь сечения колонны и площадь сечения всех контактных элементов.
4. В диапазоне скоростей 1-8 м/с задать шесть значений скорости газа по аппарату (W_{an}). Используя значения сечения колонны, определить расход газа и необходимый перепад давления

Δh на дифманометре, измеряющем расход газовой фазы. По графику приближенной зависимости $\Delta P = f(Q_H)$, используя значение площади сечения контактных устройств (живое сечение), определить скорость газа в контактных элементах.

5. Задаться тремя значениями расхода жидкости (воды) в диапазоне 50–400 л/ч и рассчитать значения плотности орошения для трубчатой и струйно-центробежной тарелок.

6. Рассчитать значения гидравлического сопротивления всех тарелок и построить график зависимости $\Delta P = f(W_{an})$ для трех значений плотностей орошения.

3. Экспериментальная часть

3.1. Описание установки

Сравнительные гидродинамические исследования выбранных конструкций проводятся на системе воздух-вода.

Схема экспериментальной установки изображена на рис. 4. Исследуемые тарелки установлены в аппарате 1, представляющем цилиндрическую колонну диаметром 250 мм, в которую входит пять царг, изготовленных из органического стекла (это дает возможность проводить визуальные наблюдения за работой тарелок). В аппарат вентилятором 6 нагнетается воздух. Его расход измеряется по дифманометру 8 с применением остроугольной диафрагмы 5, предварительно отградуированной с помощью ротационного газового счетчика РС-100. Температура воздуха определяется контактным термометром, который соединен с регулирующим прибором, поддерживающим постоянную температуру в заданных пределах. Перепад давления на тарелках измеряется водяными дифманометрами 10–12, а на входе в аппарат – дифманометром 9. В аппарат из водопровода подается вода.

Ее расход регулируется с помощью вентилей 3 и измеряется посредством ротаметров 2 (РС-5). После прохождения через тарелки вода сливается в канализацию. В аппарате установлены три тарелки: трубчатая, трубчатая с соударением потоков и струйно-центробежная.

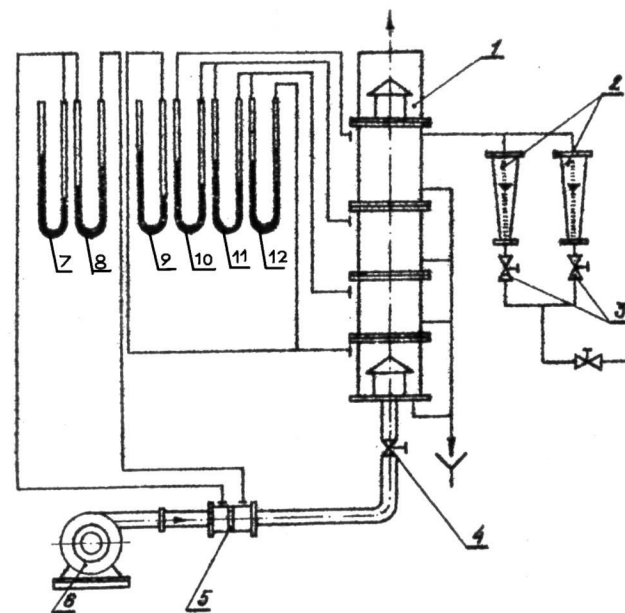


Рис. 4. Схема лабораторной установки

3.2. Методика проведения эксперимента

1. По разрешению преподавателя включить газодувку.
2. На дифманометре диафрагмы установить первое значение Δh , полученное при расчете (п. 4 расчетной части).
3. Действительный объемный расход воздуха рассчитывается по формуле

$$Q_o = \frac{Q_n \cdot 760 \cdot (273 + t)}{(B + P_{BX}) \cdot 273}, \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (8)$$

где t – температура воздуха в трубопроводе, °С; B – барометрическое давление, мм рт.ст.; P_{BX} – избыточное давление воздуха перед аппаратом, мм рт. ст.; Q_H – объемный расход воздуха при температуре 0 °С и давлении 760 мм рт. ст. определяется по тарировочному графику на стенде в зависимости от величины: $\sqrt{\Delta h \cdot (B + P_o) / T}$; Δh – перепад давления на диафрагме, мм вод. ст.; P_o – давление воздуха перед диафрагмой, мм рт. ст.; T – температура воздуха перед диафрагмой, град, К.

По найденному значению расхода воздуха Q_o уточнить действительные значения скорости воздуха по аппарату и в зазорах контактных устройств.

4. По тарировочному графику для ротаметра согласно заданному значению расхода жидкости (п. 5 расчетной части) определить деления, на которые нужно установить поплавков и, регулируя его положение вентилем, установить на отметке, соответствующей первому значению расхода жидкости.

5. Повторно отрегулировать значение Δh на дифманометре 8, снять показания с дифманометров 10-12 и 9, определяющих значение перепада давления для каждого контактного устройства ($\Delta P_{\odot}$).

6. Повторить действия, указанные в пунктах 2-4, для других значений Δh и расходов жидкости.

7. В процессе эксперимента регистрируются: t – температура воздуха перед диафрагмой, °С; Δh – значение перепада давления на диафрагме, измеряемое дифманометром 8, мм вод. ст.; P_o – значение давления воздуха перед диафрагмой, измеряемое дифманометром 7, мм вод. ст.; n – число давлений ротаметра; B – барометрическое давление; P_{BX} – давление воздуха на входе в аппарат, измеряемое дифманометром 9, мм вод. ст.; $\Delta P_{\odot}$ – перепад давления на каждом контактном устройстве, мм вод. ст.

Наблюдаемые и расчетные результаты эксперимента заносятся в табл.

Таблица

Перепад давления на диафрагме Δh	Давление на входе в диафрагму $h_{\text{д}}$	Давление перед аппаратом $h_{\text{вх}}$	Действительный расход воздуха $G^*_{\text{в}}, \text{ м}^3 / \text{ч}$	Скорость воздуха по аппарату $V, \text{ м/с}$	Гидравлическое сопротивление тарелок $\Delta P, \text{ Па}$		
					Трубка-тая	С созданием потоков	Струйно-центри-бежная
мм вод. ст.							
Режим сухих тарелок: $L^*_{\text{в}} = 0, \text{ м}^3 / \text{ч}$							
1.							
2.							
3.							
4.							
Первый режим орошения: $L^*_{\text{в}} = \quad, \text{ м}^3 / \text{ч}$							
1.							
2.							
3.							
4.							
Второй режим орошения: $L^*_{\text{в}} = \quad, \text{ м}^3 / \text{ч}$							
1.							
2.							
3.							
4.							
Третий режим орошения: $L^*_{\text{в}} = \quad, \text{ м}^3 / \text{ч}$							
1.							
2.							
3.							
4.							

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Название и цель работы.
2. Схему и описание лабораторной установки.

3. Схемы контактных устройств с указанием конструктивных размеров.

4. Расчет значений гидравлического сопротивления.

5. Таблицу экспериментальных данных.

6. Графики зависимости $\Delta P = f(W_{an})$ при различных орошениях для всех типов контактных устройств. На графике зависимости ΔP_{Σ} от скорости движения газа в аппарате нанести расчетные значения ΔP .

7. Оценку погрешности эксперимента, выполненную по формуле

$$\varepsilon = (\Delta P - \Delta P_{\Sigma}) \cdot 100\% / \Delta P.$$

8. Выводы о соответствии результатов экспериментов расчетным данным.

Контрольные вопросы

1. Для чего необходимо знать величину гидравлического сопротивления тарелки?

2. Для каких массообменных процессов рекомендуется использовать исследуемые типы тарелок?

3. Какая схема тока газовой и жидкой фаз реализуется в рассматриваемых типах тарелок?

4. Укажите основную рабочую зону тарелки с соударением потоков.

5. Какой тип тарелок не рекомендуется для работы на загрязненных средах и почему?

6. Какая из исследуемых тарелок имеет наименьшую металлоемкость?

7. Из каких узлов состоит лабораторная установка и каков порядок выполнения работы на ней?

8. От каких режимных и конструктивных параметров зависит гидравлическое сопротивление струйно-центробежных тарелок?

9. Как рассчитать свободные сечения аппарата и тарелки?

10. Какая из исследуемых тарелок имеет большую величину свободного сечения?

11. Как вычислить значение диапазона устойчивой работы тарелки?

12. Как удельная нагрузка жидкости влияет на эффективность массопередачи тарелок?

13. Какой параметр служит характеристикой гидродинамического режима и влияет на массоперенос?

14. Как определяются погрешности расчетных и экспериментальных данных?

15. Приведите порядок определения характеристик трубчатой тарелки.

Лабораторная работа 9

МОНТАЖ, РЕГУЛИРОВКА И ИССЛЕДОВАНИЯ БАРБОТАЖНЫХ ТАРЕЛОК

Цели работы:

1. Изучить конструкции колпачковой и клапанной тарелок.
2. Ознакомиться с методами монтажа колонны, сборки и установки тарелок.
3. Ознакомиться с методикой расчёта и экспериментального исследования гидравлического сопротивления барботажных тарелок.
4. Теоретически рассчитать и экспериментально изучить гидравлическое сопротивление барботажных тарелок укрупнённых размеров.
5. Провести сравнение расчётных и экспериментальных данных по гидравлическому сопротивлению вышеуказанных тарелок.
6. Визуально пронаблюдать барботаж жидкости газом на исследуемых барботажных тарелках при гидродинамических режимах, полученных из расчёта.

Введение

Колпачковые и клапанные тарелки широко применяются в качестве устройств для контактирования газа или пара с жидкостью в процессах абсорбции и ректификации. Они менее чувствительны к загрязнению, чем ситчатые тарелки.

Благодаря простоте эксплуатации и универсальности до недавнего времени колпачковые тарелки с капскульными колпачками считались лучшими контактными устройствами абсорбционных и ректификационных аппаратов. На Рис. 1 представлена схема колонны с колпачковыми тарелками. Газ на тарелку по-

ступает по газовым патрубкам 6, разделяясь затем прорезями колпачка 4 на ряд отдельных струй. Далее газ проходит через слой жидкости, протекающей по тарелке от приёмного кармана 1 к сливному устройству 7. Переливная неразборная перегородка 2 образует приёмный переливной карман 1, в который погружено переливное устройство 3 вышележащей тарелки. Благодаря наличию перегородки, в которую погружено сливное устройство, в приёмном кармане поддерживается такой уровень жидкости, который не позволяет газу двигаться через переливы, минуя контактные устройства. При проектировании переливных устройств расчёт высоты гидравлического затвора $h_{гз}$ выполняется с учётом таких гидродинамических параметров лёгкой фазы, как разность давлений перед тарелкой P_1 и после тарелки P_2 , а также физических свойств газа и жидкости.

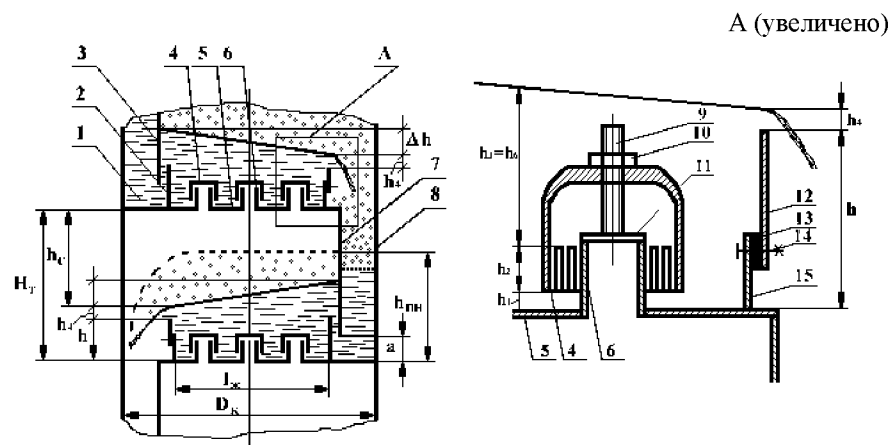


Рис. 1. Схема потоков на тарелке

Для создания необходимого уровня жидкости на тарелке (глубины барботажа h_6) применяется сливная разборная планка, состоящая из съёмной перегородки (регулирующей планки) 12, прокладки 13, болтового соединения 14 и неразборной планки 15.

Газ и жидкость взаимодействуют в перекрёстном токе: жидкость движется по тарелке от приёмного кармана 1 к сливному устройству 7 и далее на расположенную ниже тарелку, а газ – вверх через контактные устройства от нижней тарелки к верхней.

При движении газа через слой жидкости значительная часть мелких струй распадается в жидкости в виде пузырьков. Интенсивность образования пены и брызг на колпачковых тарелках зависит от скорости движения газа V_T и глубины погружения колпачка в жидкость h_6 . Для создания большой поверхности контакта фаз на тарелках обычно устанавливают значительное число колпачков, расположенных на небольшом расстоянии друг от друга.

Наиболее распространённое капсьюльное контактное устройство, именуемое как капсьюльный колпачок, состоит из газового патрубка 6, которым снабжено отверстие полотна тарелки 5, собственно колпачка 4, установленного над патрубком с помощью шпильки 9 и планки 11, приваренной к нему. Высота установки колпачка (расстояние от основания тарелки до нижнего торца колпачка) h_1 регулируется и фиксируется гайкой 10.

Колпачковые тарелки устойчиво работают при значительных изменениях нагрузок по газу и жидкости. Тарелки с капсьюльными колпачками имеют КПД $0,75 \div 0,80$ и работают в широком диапазоне нагрузок по газу. Колпачковые тарелки можно изготавливать из стали, чугуна, меди, керамики, углеграфита, пластмасс и др. Наиболее оправдано применение этих тарелок при нестабильных нагрузках по газу и жидкости и загрязнённых контактирующих средах. Гидравлическое сопротивление тарелок при допустимых глубинах погружения колпачка не превышает 1 кПа. К их недостаткам следует отнести сложность устройства и очистки, высокую стоимость, значительное гидравлическое сопротивление.

Наиболее широкое применение в промышленности нашли клапанные тарелки, которые изготавливают с дисковыми (круг-

лыми) и прямоугольными клапанами. Тарелки работают в режимах проточного или перекрёстного движения фаз. На рис. 2 представлена часть клапанной тарелки. Дисковые клапаны 2 установлены в отверстиях тарелки 1 и снабжены тремя направляющими 3, 5, две из этих направляющих 3 имеют большую длину.

Для исключения возможности «прилипания» клапана к тарелке на диске клапана штамповкой выполнены специальные упоры 4, обеспечивающие начальный зазор между диском и тарелкой. Поток газа или пара поднимает клапаны на определённую высоту в зависимости от нагрузки по газу и глубины барботаж. При минимальных нагрузках по газу поднимается лёгкая (левая) часть клапана (рис. 2а), и газ выходит через щель между клапаном и полотном тарелки в направлении, противоположной направлению движения жидкости на тарелке. При средних нагрузках по газу (рис. 2б) клапан поднимается и зависает над тарелкой и газ барботирует в жидкость через кольцевую щель над клапаном (перекрёстное взаимодействие фаз).



Рис. 2. Схема работы клапана

При дальнейшем увеличении производительности колонны по газу клапан занимает положение (рис. 2в), при котором газ выходит в направлении движения жидкости, уменьшая перепад

уровня жидкости на тарелке Δh (градиент уровней жидкости на тарелке), создавая прямоточное взаимодействие фаз.

Эффективность клапанных тарелок составляет $0,70 \div 0,85$, а диапазон устойчивой работы достигает 3,5.

По сравнению с колпачковыми клапанные тарелки дешевле, проще по устройству, имеют меньшее гидравлическое сопротивление и большую производительность. Основное их достоинство – широкий диапазон устойчивой работы.

1. Теоретическая часть

1.1. Гидродинамические режимы работы тарелок

Эффективность барботажных тарелок определяется движущей силой процесса (степенью отклонения системы от равновесного состояния), их конструкцией и гидродинамическим режимом работы.

В зависимости от скорости движения газа V_T и плотности орошения q_l различают три основных гидродинамических режима работы барботажных тарелок: *пузырьковый*, *пенный* и *струйный*, или *инжекционный*. Эти режимы отличаются структурой барботажного слоя, которая определяет его высоту, поверхность контакта фаз и гидравлическое сопротивление.

Пузырьковый режим наблюдается при небольших скоростях движения газа, когда он проходит слой жидкости в виде отдельных пузырьков. Поверхность контакта фаз на тарелке, работающей в пузырьковом режиме, невелика.

Пенный режим. С увеличением расхода газа выходящие из тверстий и прорезей отдельные пузырьки сливаются в сплошные струи, которые на определённом расстоянии от места истечения разрушаются вследствие сопротивления барботажного слоя с образованием большого количества пузырьков. При этом на та-

релке возникает газожидкостная дисперсная система – пена, которая является нестабильной и разрушается сразу же после прекращения подачи газа. В указанном режиме контактирование газа и жидкости происходит на поверхности пузырьков и струй газа, а также на поверхности капель жидкости, которые в большом количестве образуются над барботажным слоем при выходе пузырьков газа из барботажного слоя и разрушении их оболочек. При пенном режиме поверхность контакта фаз на барботажных тарелках максимальна.

Струйный (инжекционный) режим. При дальнейшем ускорении движения газа длина газовых струй увеличивается, и они выходят на поверхность барботажного слоя, не разрушаясь и образуя большое количество крупных брызг. Поверхность контакта фаз в условиях такого гидродинамического режима резко снижается.

Переход от одного режима к другому происходит постепенно, и общие методы расчёта границ гидродинамических режимов (критических точек) для барботажных тарелок отсутствуют. Поэтому при проектировании тарельчатых аппаратов обычно расчётным путём определяют скорости движения газа, соответствующие нижнему и верхнему пределам работы тарелки, и затем выбирают рабочую скорость движения.

1.2. Гидродинамические характеристики барботажных тарелок

Скорость движения газа в прорезях колпачка $V_{пк}$, м/с, при которой прорези полностью открываются, соответствует эффективной работе этих тарелок и рассчитывается по зависимости

$$V_{пк} = 0,6 \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \rho_{жс} \cdot h_2}{\rho_g}}, \quad (1)$$

где $h_2 = 0,015$ м – высота прорези прямоугольной формы в исследуемом колпачке, м; $\rho_{\text{г}}$, $\rho_{\text{ж}}$ – плотности газа и жидкости при рабочих условиях, кг / м³; $g = 9,81$ м/с² – ускорение силы тяжести. Предельно допустимая скорость движения газа $V_{\text{пд}}$, м/с в колонне с колпачковыми тарелками составляет [30]:

$$V_{\text{пд}} = \frac{0,0155}{d_{\text{к}}^{2/3}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\text{жс}}}{\rho_{\text{г}}} \cdot \Delta H}, \quad (2)$$

где $d_{\text{к}} = 0,046$ м – внутренний диаметр колпачка, м; ΔH – расстояние от верхнего края колпачка до вышерасположенной тарелки, м.

Высоту открытия прорезей в колпачках исследуемой тарелки можно рассчитать по уравнению [31]

$$h_{2,\text{отк}} = 0,46 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{G_{\text{в}}}{m \cdot z \cdot b}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{жс}} - \rho_{\text{г}}}}, \quad (3)$$

где $G_{\text{в}}$ – объёмный расход газа в колонне, м³/с; $m = 13$ – число колпачков на тарелке; $z = 12$ – количество прорезей в одном колпачке; $b = 0,004$ м – ширина прорези.

Глубину барботажа $h_6 = h_3$, м можно рассчитать согласно рекомендациям [32] по формуле

$$h_6 = h_3 = (0,7 / \rho_{\text{жс}}) \cdot P_{\text{абс}}^{0,35}, \quad (4)$$

где $P_{\text{абс}}$ – абсолютное давление газа в колонне, Па.

Высота подпора жидкости над сливной планкой h_4 , м определяется по выражению [31]

$$h_4 = 0,68 \cdot (L_{\text{в}} / P)^{0,67}, \quad (5)$$

где $L_{\text{в}}$ – действительный расход жидкости, протекающей через сливное устройство, м³/с; P – периметр слива (длина сливной планки), м.

Высота установки съёмной регулировочной планки (сливного порога) h , м на колпачковых тарелках (рис. 1) определяется по выражению:

$$h = h_1 + h_2 + h_3 - h_4, \quad (6)$$

где $h_1 = 0 \div 0,01$ м – высота установки колпачка (расстояние от основания тарелки до нижнего торца колпачка); $h_2 = 0,015$ м – высота прорезей в колпачке; $h_3 = h_6$ – высота глубины барботажа, м; h_4 – высота подпора жидкости над сливным порогом, м.

Высота установки сливной регулировочной планки h , м на *клапанных* и *ситчатых* тарелках определяется по уравнению (6) при условии, что $h_1 = h_2 = 0$. Относительный массовый расход газа G определяется по выражению

$$\bar{G} = \frac{G}{L} = \frac{1}{l} = \frac{G_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{г}}}{L_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{жс}}} = \left(\frac{G_{\text{в}}}{L_{\text{в}}}\right) \cdot \left(\frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{жс}}}\right) = \bar{G}_{\text{в}} \cdot \bar{\rho}_{\text{г}}, \quad (7)$$

где $l = L / G$ – относительный массовый расход абсорбента (поглотителя); G , L – массовые расходы газа и жидкости, кг/с; $G_{\text{в}}$, $L_{\text{в}}$ – объёмные расходы газа и жидкости, м³/с.

При $\bar{G} > 2$ в промышленных колоннах необходимо учитывать величину относительного уноса жидкости e (допустимый брызгоунос $e_{\text{доп}}$ составляет до 0,1 кг жидкости на 1 кг газа или пара). Относительный унос жидкости e , кг жидкости на кг газа можно рассчитать по уравнению [31]:

$$e = \frac{K_1}{\sigma} \cdot \left(\frac{V_{\text{п}}}{H_{\text{т}} - h_{\text{мл}}}\right)^{n_1}, \quad (8)$$

где σ – поверхностное натяжение жидкости на границе с газом или паром, Н / м; $V_{\text{п}} = G_{\text{в}} / F_{\text{п}}$ – скорость движения газа в рабочем сечении колонны, м/с; $F_{\text{п}} = F_{\text{ап}} - (F_1 + F_2)$ – рабочая площадь

тарелки, м²; F₁, F₂ – площадь приёмного и сливного карманов, м²; H_т – расстояние между тарелками, м; h_{пн} – высота пены (газожидкостной смеси), образующейся на тарелке, м; значения коэффициентов K₁ и n₁ для трёх типов тарелок определяются из табл. 1.

Таблица 1

Зависимость коэффициентов K₁, K₂, K₃, K₄ и n₁ от типа тарелки

Тип тарелки	K ₁ ·10 ⁵	K ₂	K ₃ ·10 ²	K ₄	n ₁
Колпачковая	23,0	0,23	4,4	4,6	1,16
Клапанная	5,5	0,17	5,9	2,2	1,38
Ситчатая	6,2	0,42	8,5	2,7	1,61

Высота пены h_{пн}, м для различных типов тарелок оценивается по формуле [31]:

$$h_{пн} = \frac{K_2}{\sigma^{0,33}} \cdot (K_3 \cdot V_p^2 \cdot \rho_e + K_4 \cdot h_4 + h), \quad (9)$$

где h₄ – высота подпора жидкости над сливным порогом, м (уравнение (5)); h – высота сливного порога (регулируемой планки), м; V_р – скорость движения газа в рабочем сечении, м/с; σ – поверхностное натяжение, Н / м; значения коэффициентов K₂, K₃ и K₄ приведены в табл. 1.

Расход жидкости в сливном устройстве L_в, м³/с с учётом жидкости, переносимой газом на вышележащую тарелку ΔL_в, м³/с определяется по уравнению

$$L_v = L_{v_T} + \Delta L_v, \quad (10)$$

где L_{вТ} – объёмный расход жидкости, поступающей на тарелку, м³/с; ΔL_в = e·G / ρ_ж – объёмный расход жидкости, уносимый газом с нижней тарелки на верхнюю, м³/с; e – относительный унос

жидкости, кг жидкости / кг газа; G – массовый расход газа, кг/с; ρ_ж – плотность жидкости, кг / м³.

Скорость движения жидкости в сливном патрубке W₁, м/с во избежание захлёбывания сливного устройства должна отвечать условию [31]:

$$W_1 = L_v / F_n < K_5 \cdot H_T^{n_2}, \quad (11)$$

где L_в – расход жидкости в сливном устройстве, м³/с; F_п – площадь сливного патрубка исследуемой тарелки, м²; H_т – расстояние между тарелками, м; значения коэффициентов K₅ и n₂ выбираются в зависимости от фактора вспениваемости жидкости по табл. 2.

Таблица 2

Зависимость коэффициентов φ, K₅, n₂ от типа жидкости

Вспениваемость жидкости	φ	K ₅	n ₂
Малая (под давлением)	1–0,9	0,250	0,65
Средняя (атмосферная)	0,9–0,7	0,225	0,80
Большая (под вакуумом)	0,7–0,6	0,118	1,30

Скорость движения жидкости W₂, м/с в зазоре а между основанием тарелки (рис. 1) и нижней кромкой сливного патрубка должна отвечать условию [31]:

$$W_2 = L_v / (P \cdot a) < 0,45, \quad (12)$$

где P – периметр слива (длина сливной планки), м.

Если одно из условий (11) или (12) не соблюдается, то необходимо увеличить расстояние между тарелками H_т.

1.3. Гидравлическое сопротивление барботажных тарелок

Расчёт сопротивления абсорбционных и ректификационных тарелок определяет затраты энергии газа или пара на транспорт лёгкой фазы и создание межфазной поверхности на каждой ступени контактирования в барботажном режиме. При расчёте энергетических потерь процессов абсорбции и ректификации необходимо учитывать конструкцию тарелок, физико-химические свойства систем, абсолютное давление процесса и гидродинамический режим взаимодействия. В настоящее время расчёт гидравлического сопротивления осуществляется по ряду методик [31, 33, 34], в том числе и по ОСТ 26-01-1488-83 [23]. В данной работе использованы традиционные методики, представленные в учебно-методических пособиях В.Н. Соколова и др. [31] и Ю.И. Дытнерского и др. [33]. Применение нормативной методики расчёта гидравлического сопротивления барботажных тарелок рассмотрено в методических указаниях [35]. Использование вышеуказанных классических методик, на наш взгляд, особенно важно при их сравнении между собой и результатами проведённых экспериментальных исследований.

Полное сопротивление орошаемой тарелки ΔP , Па рассматривается как сумма сопротивлений сухой тарелки ΔP_c , Па, слоя жидкости на тарелке $\Delta P_{ж}$, Па и сопротивления, обусловленного силами поверхностного натяжения ΔP_{σ} , Па. Однако для колпачковой и клапанной тарелок потерей напора ΔP_{σ} можно пренебречь и полное сопротивление орошаемой тарелки будет равно

$$\Delta P = \Delta P_c + \Delta P_{ж} . \quad (13)$$

Сопротивление сухой тарелки ΔP_c , Па определяется по формуле [31]:

$$\Delta P_c = \zeta \frac{\rho_{\Gamma} \cdot V_{\Gamma}^2}{2} , \quad (14)$$

где ρ_{Γ} – плотность газа в рабочих условиях, кг/м³; $V_{\Gamma} = V_{ап} / f_c$ – скорость движения газа в свободном сечении тарелки (в газовых патрубках колпачковой или отверстиях клапанной или ситчатой тарелок), м/с; $V_{ап} = G_v / F_k$ – скорость движения газа в свободном сечении колонны, м/с; G_v – объёмный расход газа при рабочих условиях, м³/с; $F_k = \pi \cdot D_k^2 / 4$ – свободное сечение колонны, м²; $D_k = 0,50$ м – внутренний диаметр колонны; $\zeta = 1,73 \cdot d_k^{-0,25}$ – коэффициент сопротивления колпачковой тарелки; $d_k = 0,046$ м – внутренний диаметр колпачка; $\zeta = 3,6$ – для клапанной и $\zeta = 1,7$ для ситчатой тарелок; $f_c = F_0 / F_k = m \cdot d_0^2 / D_k^2$ – доля свободного сечения тарелки, м²/м²; m – количество контактных элементов на тарелке, d_0 – диаметр контактных отверстий, м.

Сопротивление слоя жидкости на тарелке $\Delta P_{ж}$, Па по упрощённой зависимости определяется по выражению [31]:

$$\Delta P_{ж} = h_T \cdot \rho_{ж} \cdot g , \quad (15)$$

где $h_T = h_6 + (h_{пк} + \Delta h) / 2$ – расчётная высота уровня жидкости на тарелке, м; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости в рабочих условиях, кг / м³; $g = 9,81$ м/с² – ускорение силы тяжести; $h_{пк}$ – высота открытия прорезей колпачковой тарелки, м; $h_{пк} \cong h_2$; для клапанной тарелки $h_{пк} = 0$; Δh – перепад уровня жидкости на тарелке по пути её движения, м.

Перепад уровня жидкости Δh , м определяется по формуле [31]:

$$\Delta h = 0,1 \cdot \lambda_{\circ} \frac{l_{ж} \cdot L_v^2}{P^2 \cdot (h + h_4)^3 \cdot g} , \quad (16)$$

где $\lambda_{\circ}$ – эквивалентный коэффициент сопротивления перетоку жидкости на тарелке; для колпачковой тарелки $\lambda_{\circ} \cong 16 \cdot l_{ж}$; для клапанной – $\lambda_{\circ} = 8 \cdot l_{ж}$; для ситчатой – $\lambda_{\circ} = 6 \cdot l_{ж}$; L_v – объёмный расход жидкости на тарелке, м³/с; $l_{ж}$ – длина пути жидкости на та-

релке, м; P – длина сливной перегородки, м; h – высота сливной планки (перегородки), м; h_4 – высота подпора жидкости над сливной планкой, м.

Если $\Delta h > 0,2 \cdot h_4$, то при новом проектировании тарелок необходимо от однопоточной тарелки перейти к организации многопоточного движения жидкости на ней.

По методике [33] определяется высота уровня светлой жидкости на тарелке h_0 , м, которая принимается равной расчётной высоте h_r , м, и по формуле (15) определяется гидравлическое сопротивление тарелки. Для колпачковой тарелки h_0 , м определяется по уравнению [34]:

$$h_0 = 0,0419 + 0,19 \cdot h - 0,0135 \cdot V_{an} \cdot \sqrt{\rho_g} + 2,46 \cdot q_p \quad (17)$$

где h – высота сливной планки, м; V_{an} – скорость движения газа в свободном сечении колонны, м/с; ρ_g – плотность газа в рабочих условиях, кг / м³; $q_1 = L_v / b_{cp}$ – плотность орошения, м³ / (м·с); L_v – объёмный расход жидкости, м³/с; $b_{cp} = F_p / l_{ж}$ – средняя ширина потока жидкости, м; F_p – рабочая площадь тарелки, м²; $l_{ж}$ – длина пути жидкости, м.

Высота светлой жидкости для клапанных и ситчатых тарелок определяется по формуле [33]:

$$h_0 = 0,787 \cdot q_1^{0,20} \cdot h^{0,56} \cdot V_p^{(0,05-4,6 \cdot h)} \cdot [1 - 0,31 \cdot \exp(-0,11 \cdot \mu_{ж})], \quad (18)$$

где $q_1 = L_v / P$ – объёмный расход жидкости на единицу длины сливной планки, м³/(м·с); h – высота сливной планки, м; V_p – скорость движения газа в рабочем сечении тарелки, м/с; $\mu_{ж}$ – вязкость жидкости в рабочих условиях, мПа·с.

2. Расчётная часть

2.1. Исходные данные для расчёта

2.1.1. Геометрические параметры. Внутренний диаметр колонны $D_k = 500$ мм. Типы тарелок задаются преподавателем, исходя из технических возможностей кафедры. Базовой тарелкой является колпачковая.

Размеры колпачковой тарелки: количество колпачков $m = 13$; внутренний диаметр газового патрубка $d_0 = 20$ мм; внутренний диаметр колпачка $d_k = 46$ мм; количество прорезей в колпачке $z = 12$; ширина прорезей в колпачке $b = 4$ мм; высота прорезей в колпачке $h_2 = 15$ мм; длина пути жидкости на тарелке $l_{ж} = 300$ мм; длина сливной планки $P = 380$ мм; площадь сливного патрубка $F_{сл} = a_1 \cdot b_1 / 2 = 45 \cdot 236 / 2 = 5310$ мм²; зазор $a = 10$ мм; высота переливной планки $h_{п} = 30$ мм.

Размеры клапанной тарелки: количество клапанов $m = 10$; внутренний диаметр отверстия $d_0 = 40$ мм; наружный диаметр клапана $d_{кл} = 48$ мм; длина пути жидкости на тарелке $l_{ж} = 340$ мм; длина сливной планки $P = 360$ мм; площадь сливного патрубка $F_{сл} = a_2 \cdot b_2 / 2 = 30 \cdot 162 / 2 = 2430$ мм²; зазор $a = 5$ мм; высота переливной планки $h_{п} = 20$ мм.

2.1.2. Расходные параметры. Объёмный расход воздуха $G_v^* = 100\text{--}600$ м³ / ч; объёмный расход воды $L_v^* = 200\text{--}800$ л / ч.

2.2. Методика выполнения расчёта

2.2.1. Изучить теоретическую часть работы и для заданных преподавателем расходных параметров рассчитать гидродинамические характеристики исследуемых барботажных тарелок:

- скорость движения газа в прорезях колпачка $V_{пк}$;
- предельно допустимую скорость движения газа в колонне $V_{пд}$;

- высоту открытия прорезей в колпачковой тарелке $h_{2,отк}$;
- глубину барботажа h_6 ;
- высоту подпора жидкости h_4 ;
- высоту установки сливной регулировочной планки h ;
- относительный унос жидкости e ;
- высоту слоя пены на тарелке $h_{пв}$;
- расход жидкости в сливном устройстве L_v ;
- скорости движения жидкости в сливном патрубке W_1 и в зазоре а между основанием тарелки и нижней кромкой сливного патрубка W_2 .

2.2.2. Рассчитать гидравлическое сопротивление сухих ΔP_c и орошаемых ΔP тарелок по предложенным методикам и сравнить их между собой.

2.2.3. Построить графики зависимостей гидравлического сопротивления $\Delta P_c = f_1(V_{ап})$ и $\Delta P = f_2(V_{ап}, q_1)$.

3. Экспериментальная часть

3.1. Описание лабораторной установки

Схема лабораторной установки изображена на рис. 3. В аппарате 1, представляющем собой царгу диаметром 500 мм и высотой 1000 мм, устанавливается верхняя исследуемая тарелка. В качестве верхней тарелки может использоваться любая барботажная тарелка, а в качестве нижней – только колпачковая. На столе 15 устанавливается царга, на котором имеется площадка для размещения узлов и деталей при демонтаже тарелок. Воздух, нагнетаемый газодувкой 8, через магистральную линию и трубу диаметром 100 мм поступает в аппарат 1 с исследуемыми тарелками. На газовой линии установлены остроугольная диафрагма 10 для создания местного перепада давления, водяные дифманометры 6 и 7 для измерений перепада давления на диафрагме Δh ,

и перед диафрагмой h_d , (оба – в мм вод. ст), а также спиртовый термометр 3 для измерения температуры газа t_p , °С. Расход воздуха в колонне регулируется задвижкой 9 и устанавливается по показаниям соответствующего перепада давления на диафрагме 10.

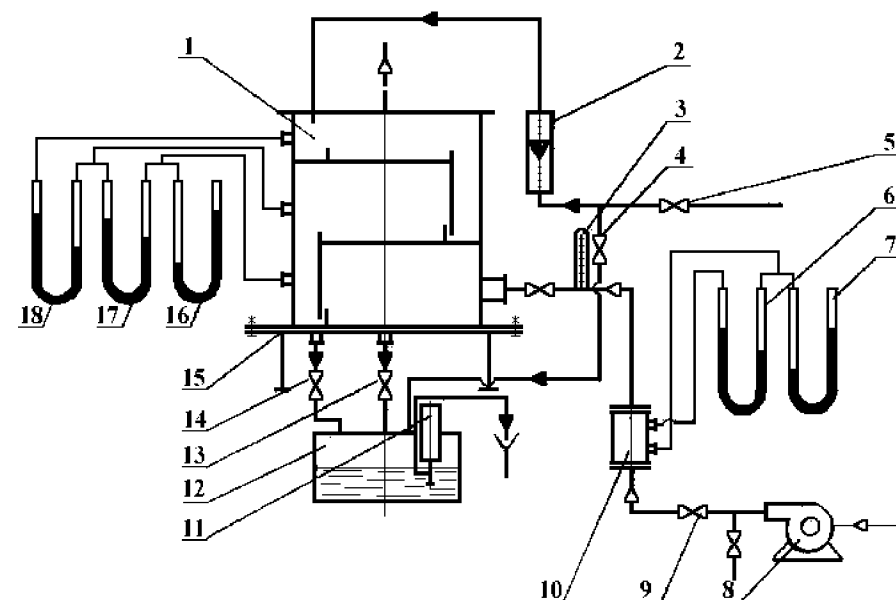
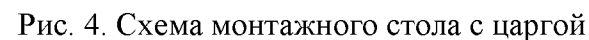


Рис. 3. Схема лабораторной установки

Для измерения давления воздуха на входе в колонну $h_{вх}$, мм вод. ст и перепада давлений на нижней Δh_1 , и верхней Δh_2 тарелках (оба – в мм вод. ст) используются водяные дифманометры 16-18. Вода в колонну 1 подаётся из водопроводной сети и регулируется вентилем 5, а её расход измеряется ротаметром 2. Для слива воды из ротаметра после проведения экспериментов предусмотрен вентиль 4. Во время проведения эксперимента вода поступает в приёмный карман верхней тарелки, а далее по системе перетоков тарелок направляется в приёмную ёмкость 12

Для регулирования уровня жидкости на тарелке предусмотрены планки: неразборная 3 и съёмная регулировочная 4, а для создания гидравлического затвора – приёмный карман 7. Во всех барботажных тарелках со сливными устройствами нижние концы сливных труб 5 погружают в приёмные карманы 7 нижерасположенных тарелок для создания гидравлических затворов, исключающих возможность прохождения газа через сливные устройства. Сливные трубы на тарелках расположены таким образом, чтобы жидкость на верхней и нижней тарелках протекала во взаимно противоположных направлениях. Конец переливной трубы нижней тарелки 2 опущен в карман 21, приваренный к плоскому днищу царги. Слив жидкости из царги, имитирующей массообменный аппарат, производится через два штуцера с открытыми проходными сечениями вентилей 20 и 22, расположенными на днище.



Регулировочный узел состоит из специального болта 14 с шестигранником 16 в средней части и двумя резьбовыми концами. При вращении болта 14 за шестигранник 16 его конец вворачивается верхней резьбой в бобышку 15, приваренную к днищу царги и имеющую внутреннюю резьбу. Этим достигается регу-

лировка отклонения царги от вертикали. Болт фиксируется гайкой 17, навёрнутой на нижний резьбовой конец, вставленный в гладкое отверстие стола (рамы) 18.

Герметизация тарелки. Зазор между бортом тарелки и стенкой царги герметизируется сальниковым устройством А. Пространство между корпусом царги 6 и бортом тарелки 2 заполняется по периметру сальниковой набивкой 12 из асбестового шнура. Для поддержания сальниковой набивки и герметизации тарелки снизу к ее основанию приваривается упорное кольцо 13. Сверху устанавливается нажимное кольцо 9, которое подтягивается с помощью четырёх зажимов 11, размещённых по периметру тарелки на шпильках 10, приваренных к борту тарелки 2.

3.2. Методика проведения работы

3.2.1. Проверка и регулировка вертикального положения царги.

3.2.1.1. Опустить от верхнего фланца (рис. 4) два отвеса 19, по которым измеряется отклонение царги от вертикали в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

3.2.1.2. Отрегулировать с помощью четырёх регулировочных болтов 14 отклонение царги от вертикали, которое не должно превышать $|C_1 - C_2| < 2$ мм на базовой длине измерения $l \cong 900 \div 1000$ мм.

3.2.1.3. Зафиксировать вертикальное положение царги 6 гайками 17.

3.2.2. Монтаж базовой нижней тарелки.

3.2.2.1. Проверить наличие всех узлов и деталей.

3.2.2.2. Установить тарелку на опорное кольцо (на рис. 4 не показано).

3.2.2.3. Налить воду в тарелку и с помощью линейки измерить уровни жидкости в 4-5 точках. Если разность показаний

уровней водного слоя не превышает 2 мм, то зафиксировать горизонтальное положение тарелки гайками (на рис. не показано).

3.2.3. Монтаж исследуемой верхней тарелки.

Монтаж верхней колпачковой тарелки осуществляется аналогично монтажу нижней. Исключением является то, что основание верхней тарелки устанавливается на стойки 1, закреплённые к бортам нижней (рис. 4).

Клапанную тарелку горизонтируют при помощи строительного уровня (рис. 5) в следующем порядке.

3.2.3.1. Установить тарелку на три площадки стоек нижней тарелки.

3.2.3.2. Поставить строительный уровень в положение 1 и отрегулировать горизонтальность тарелки винтами (на рис. 5 не показано) в точках регулирования.

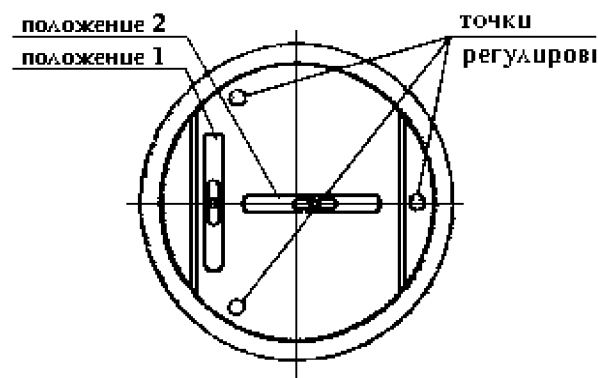


Рис. 5. Схема расположения регулировочных болтов

3.2.3.3. Переставить уровень в положение 2 и отрегулировать горизонтальное положение тарелки винтами. После окончательной выверки и достижения требуемой горизонтальности клапанной тарелки зафиксировать винты гайками (на рис. не показано).

3.2.4. Герметизация тарелки.

Герметизация верхней и нижней тарелки производится по одинаковой методике в следующем порядке.

3.2.4.1. Заложить асбестовый шнур 12 в зазор между бортом тарелки и внутренней стенкой царги (рис. 4).

3.2.4.2. Установить поверх шнура нажимное кольцо 9.

3.2.4.3. Подтянуть кольцо 9 четырьмя зажимами 11.

3.2.5. Установка сливной регулировочной планки (рис. 1).

Установка сливных регулировочных планок для колпачковой и клапанной тарелок производится одинаково и в следующем порядке.

3.2.5.1. Разобрать соединение сливных планок: неподвижной 15 и регулировочной 12.

3.2.5.2. Проверить целостность прокладки 13 (при необходимости заменить её).

3.2.5.3. Расположить регулировочную планку 12 на расчётной высоте h от основания тарелки 5 или на высоте, заданной преподавателем. Высота сливной планки h задаётся преподавателем в пределах от 20 до 60 мм.

3.2.5.4. Закрепить соединение сливных планок (неподвижной 15 и регулировочной 12) через прокладку 13 болтами 14.

3.2.6. Установка колпачков и их регулировка.

Регулировка колпачков производится лишь для верхней колпачковой тарелки после выполнения пунктов 3.2.2-3.2.5.

3.2.6.1. Заполнить тарелку водой до уровня h_1 , измеряемого от основания тарелки 5 до нижней кромки колпачков 4 (рис. 1).

3.2.6.2. Совместить нижние кромки всех колпачков 4 с поверхностью воды путём их вращения по винтовой поверхности шпилек 9.

3.2.6.3. Зафиксировать положение всех колпачков 4 гайками 10.

3.2.7. Методика проведения исследования и наблюдения гидродинамических режимов барботажа.

По разрешению преподавателя обслуживающим персоналом кафедры включается воздуходувка, находящаяся в отдельном помещении. При исследовании гидравлического сопротивления сухой

верхней тарелки она должна быть герметичной, а для того, чтобы поток воздуха двигался только в свободном сечении тарелки, в ней перекрывается сливной патрубком.

3.2.7.1. После установления стационарного режима движения воздуха (5-6 мин после включения воздуходувки) измерить температуру воздуха $t_p, ^\circ\text{C}$ по термометру 3 (рис. 3) и барометрическое давление B , мм рт. ст. окружающего воздуха.

3.2.7.2. Задвижкой 9 установить первое, заданное преподавателем, значение перепада давления на диафрагме 10 Δh , мм вод. ст. по дифманометру 6.

3.2.7.3. Снять показания с дифманометров 7, 16, 17 и 18 (давления перед диафрагмой h_d , на входе в колонну $h_{вх}$ и перепады давлений на первой Δh_1 и второй Δh_2 тарелках в мм вод. ст.). Данные эксперимента занести в табл. 3.

3.2.7.4. Выполнить подпункты 3.2.7.2 и 3.2.7.3 ещё при 3-4 значениях перепада давления Δh на диафрагме 10.

3.2.7.5. Прекратить подачу воздуха в колонну, закрыв задвижку 9.

3.2.7.6. Открыть вентиль 5 на линии подачи воды в приёмный карман верхней тарелки (вентиль 4, предназначенный для слива воды из ротаметра 2 в ёмкость 12, должен быть закрыт).

3.2.7.7. С помощью вентиля 5 по ротаметру 2 установить заданный расход жидкого орошения L_v^* , $\text{м}^3 / \text{ч}$. Перевод объёмного расхода жидкости в показания ротаметра производится по тарировочному графику, приведённому на стенде установки.

3.2.7.8. Задвижкой 9 установить первое, заданное преподавателем, значение перепада давления на диафрагме 10 Δh , мм вод. ст. по дифманометру 6.

3.2.7.9. Снять показания с дифманометров 7, 16, 17 и 18 (давления перед диафрагмой h_d , на входе в колонну $h_{вх}$ и перепады давлений на первой Δh_1 и второй Δh_2 тарелках в мм вод. ст.). Вести наблюдения за гидродинамическим режимом работы верхней тарелки. Данные эксперимента и наблюдаемый гидродинамический режим занести в табл. 3.

Таблица 3

Перепад давления на диафрагме Δh , мм вод. ст.	Давление перед диафрагмой h_d , мм вод. ст.	Действительный расход воздуха G_v^* , м ³ /ч	Скорость воздуха в свободном сечении, м/с		Давление на входе в колонну $h_{вх}$, мм вод. ст.	Гидравлическое сопротивление тарелок, Па			
			колонны $V_{ап}$	тарелки V_r		Колпачковой		Клапанной	
						Рас-чёт	Опыт	Рас-чёт	Опыт
Режим работы сухих тарелок: $L_v^* = 0 \text{ м}^3/\text{ч}$; $q_l = 0 \text{ м}^3/(\text{м}\cdot\text{с})$									
1.									
2.									
3.									
4.									
Исследование орошаемых тарелок									
Первый режим орошаемых тарелок: $L_v^* = \text{м}^3/\text{ч}$; $q_l = \text{м}^3/(\text{м}\cdot\text{с})$									
Наблюдаемый режим барботажа –									
1.									
2.									
3.									
4.									
Второй режим орошаемых тарелок: $L_v^* = \text{м}^3/\text{ч}$; $q_l = \text{м}^3/(\text{м}\cdot\text{с})$									
Наблюдаемый режим барботажа –									
1.									
2.									
3.									
4.									
Третий режим орошаемых тарелок: $L_v^* = \text{м}^3/\text{ч}$; $q_l = \text{м}^3/(\text{м}\cdot\text{с})$									
Наблюдаемый режим барботажа –									
1.									
2.									
3.									
4.									
Четвёртый режим орошаемых тарелок: $L_v^* = \text{м}^3/\text{ч}$; $q_l = \text{м}^3/(\text{м}\cdot\text{с})$									
Наблюдаемый режим барботажа –									
1.									
2.									
3.									
4.									

3.2.7.10. Выполнить пункты 3.2.7.8 и 3.2.7.9 ещё при 3-4 значениях перепада давления Δh на диафрагме 10.

3.2.7.11. Прекратить подачу воздуха в колонну, закрыв задвижку 9.

3.2.7.12. Выполнить подпункты 3.2.7.7 - 3.2.7.11 ещё при 2-3 значениях расхода жидкого орошения.

3.2.7.13. Прекратить подачу воды в колонну, перекрыв вентиль 5.

3.2.7.14. Выключить воздухоудку.

3.2.8. Разборка колонны и приведение установки в порядок.

По окончании всех работ производится разборка колонны в порядке, обратном сборке.

3.2.8.1. Демонтировать сначала верхнюю тарелку, а затем нижнюю, слив с них жидкость в днище колонны. Тарелки укладываются на площадку стола для их просушки и подготовки к последующей работе.

3.2.8.2. Слить воду с днища колонны при открытых вентилях 13 и 14 (рис. 3).

3.2.8.3. Откачать в канализацию воду, находящуюся в ёмкости 12, погружным насосом 11.

3.2.8.4. Сложить в специальный ящик необходимые инструменты и материалы, а установку привести в порядок и сдать обслуживающему персоналу кафедры или преподавателю.

3.2.9. Методика обработки и сравнения эксперимента.

3.2.9.1. Рассчитывается комплекс

$$\sqrt{\Delta h \cdot (B + P_o) / (273,15 + t_p)},$$

где Δh – перепад давления на диафрагме 10, мм вод. ст.; P_d – давление перед диафрагмой, мм рт. ст.; t_p – температура воздуха, поступающего в колонну, °C; B – барометрическое давление атмосферного воздуха, мм рт. ст.;

3.2.9.2. Для рассчитанных значений комплекса по тарифовочному графику, приведённому на стенде установки, находятся значения объёмного расхода воздуха при нормальных условиях G_n^* , м³ / ч.

3.2.9.3. Определяются значения действительного объёмного расхода воздуха по формуле

$$G_v^* = G_n^* \cdot 760 \cdot (273,15 + t_p) / ((B + P_{вх}) \cdot 273,15), \text{ м}^3 / \text{ч},$$

где $P_{вх}$ – избыточное давление на входе в колонну, мм рт. ст.

3.2.9.4. Рассчитываются значения скорости движения газа в свободных сечениях колонны $V_{ап} = G_v^* / (3600 \cdot F_{ап})$, м/с и тарелки $V_r = G_v^* / (3600 \cdot F_c)$, м/с, где $F_{ап} = \pi \cdot D_k^2 / 4$ – площадь колонны, м²; $F_c = m \cdot \pi \cdot d_0^2 / 4$ – площадь всех m отверстий тарелки, м²; $D_k = 0,5$ м – диаметр колонны; d_0 – диаметр отверстия газового патрубка или отверстия под клапан, м.

3.2.9.5. Вычисляются экспериментальные значения сопротивления сухой $\Delta P_{сз}$ и орошаемой ΔP_3 тарелок в Па (1 мм вод. ст. = 9,81 Па) при различных, но фиксированных плотностях орошения q_1 , м³ / (м·с).

3.2.9.6. Все измеренные и вычисленные данные занести в графы экспериментальных значений табл. 3 и построить экспериментальные кривые зависимостей $\Delta P_{сз} = f_3(V_{ап})$ и $\Delta P_3 = f_4(V_{ап}, q_1)$.

3.2.9.7. Провести сравнение расчётных и экспериментальных данных по сопротивлению сухих и орошаемых тарелок и определить абсолютные $\Delta_1 = \Delta P_c - \Delta P_{сз}$, $\Delta_2 = \Delta P - \Delta P_3$ и относительные $\varepsilon_1 = |\Delta_1| \cdot 100 \% / \Delta P_c$, $\varepsilon_2 = |\Delta_2| \cdot 100 \% / \Delta P$ погрешности.

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Название и цели работы.
2. Схемы лабораторной установки, колонны, тарелок и их описания.

3. Расчёты гидродинамических характеристик тарелок и их гидродинамического сопротивления.

4. Порядок проведения работы: установка царги в вертикальное положение, монтаж, регулировка и герметизация тарелок и их исследования.

5. Расчётные и экспериментальные графики зависимостей сухих и орошаемых тарелок.

6. Оценки погрешностей эксперимента.

7. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Для каких процессов применяют барботажные тарелки?
2. Как определяется глубина барботажа колпачковой тарелки?
3. От каких параметров зависят гидродинамические режимы работы тарелок? Назовите три основных гидродинамических режима.
4. Каким образом глубина барботажа влияет на эффективность процесса массопередачи на тарелке?
5. Как рассчитывается предельно допустимая скорость движения газа в колонне с колпачковыми тарелками?
6. Какова величина допустимого брызгоуноса жидкости с нижележащей тарелки на вышележащую в расчете на 1 кг газа?
7. Как вычисляется рабочая площадь тарелки?
8. Как предотвратить захлебывание сливного устройства барботажной тарелки?
9. Для каких целей производится расчет гидравлического сопротивления барботажных тарелок?
10. Как рассчитать свободные сечения колонны и тарелки?
11. В формуле расчета сопротивления сухой тарелки ΔP_c используется коэффициент местного сопротивления ζ . Какую

величину скорости необходимо подставлять в эту формулу в свободном сечении колонны или тарелки?

12. От каких режимных и конструктивных параметров зависит величина перепада уровня жидкости на тарелке?

13. Как можно изменить высоту уровня жидкости на тарелке?

14. Как экспериментально определить величину гидравлического сопротивления тарелки?

15. Как осуществляется регулировка вертикального положения тарелки?

Лабораторная работа 10

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСАДОЧНОЙ КОЛОННЫ

Цели работы:

1. Изучить конструкцию насадочной колонны с исследуемой насадкой.
2. Ознакомиться с методикой экспериментального исследования гидродинамических характеристик колонны с различными видами насадок.
3. Выполнить расчеты гидравлического сопротивления колонны с сухими и орошаемыми насадочными элементами.
4. Провести сравнение расчетов с результатами экспериментов для исследуемых насадок.

Введение

Насадочные колонны нашли широкое применение в процессах абсорбции и ректификации в системах газ(пар)–жидкость. В ряде случаев применение насадочных колонн в химико-технологических процессах экономически более оправдано по сравнению с тарельчатыми. В рабочей зоне колонн размещаются насадочные элементы, предназначенные для образования поверхности контакта между взаимодействующими фазами. В таких процессах как адсорбция, ионный обмен, некоторые химические превращения, через слой насадки движутся однофазные потоки, а в процессах абсорбции и ректификации – двухфазные.

Используемые для вышеуказанных процессов насадки представляют собой кусковые или сыпучие твердые материалы. Как правило, насадка должна обладать относительно большим свободным объемом и развитой поверхностью. Используются насадки двух типов – насыпные и регулярные. Первый представляет собой насадочные тела определенной формы и размеров,

изготовленные из керамики или металлов. Регулярные насадки чаще всего изготавливаются из металлических листов или сеток, однако в некоторых аппаратах могут применяться насадки, изготовленные из неметаллических материалов (например, в градирнях для охлаждения оборотной воды применяют насадки из дерева). Некоторые виды насадок представлены в [34].

Основными характеристиками насадок являются: удельная поверхность контакта a , $\text{м}^2 / \text{м}^3$; доля свободного сечения $f_{\text{св}}$, $\text{м}^2 / \text{м}^2$; доля свободного объема ε , $\text{м}^3 / \text{м}^3$ и эквивалентный диаметр $d_0 = 4 \cdot \varepsilon / a$, м.

Гидродинамика насадочных колонн, работающих в режиме противотока, характеризуется предельными нагрузками по газу и жидкости и гидравлическим сопротивлением легкой фазы. Противоточно работающие насадочные колонны с различными насадочными элементами характеризуются различными гидродинамическими режимами [34]: пленочный, подвисяния, захлебывания (барботажный) и уноса.

Пленочный режим наблюдается при небольших нагрузках по газовой (G , кг/с, G_V , $\text{м}^3/\text{с}$) и жидкой (L , кг/с, L_V , $\text{м}^3/\text{с}$) фазам, когда количество жидкости, удерживаемой насадкой, не зависит от скорости движения газа.

Режим подвисяния возникает при значительном торможении газовым потоком противоточно движущейся жидкости. Уменьшение скорости течения жидкости приводит к увеличению толщины пленки на насадочных элементах, и следовательно, к увеличению удерживающей способности. В результате этого уменьшаются свободное сечение и свободный объем насадки и увеличивается гидравлическое сопротивление. В режиме подвисяния за счет увеличения поверхности контактирования интенсивность массопередачи выше, чем в пленочном.

Барботажный режим, или *режим захлебывания*, наблюдается при условии достаточного накопления жидкости в насадке, когда сила тяжести, действующая на жидкость, не будет уравновешена силой трения. Накопление жидкости в насадке приводит

к инверсии фаз: газ перестает быть сплошной фазой и начинает барботировать через слой жидкости, заполнившей насадку. Режим захлебывания, по исследованиям В.В. Кафарова [36], соответствует максимальной эффективности насадочных колонн, что объясняется образованием в свободном объеме насадки большой поверхности контакта фаз в виде газожидкостных струй.

Режим уноса (обращенного движения) жидкости из аппарата возникает при скорости движения газа, превышающей скорость движения в режиме захлебывания, когда жидкость почти перестает поступать в насадку. Этот режим, в котором газ и жидкость движутся прямоточно и противоположно направлению действия силы тяжести, сопровождается значительным снижением интенсивности массопередачи.

Конструкция и принцип работы. В промышленности колонные аппараты с насыпной насадкой диаметрами 400÷800 мм изготавливаются в царговом исполнении, а с диаметрами 1000÷2800 мм – с цельносварным корпусом и съемной крышкой [37]. В верхней части колонны для равномерного распределения жидкости устанавливается распределительная тарелка типа ТСН-III, а в нижней части под опорной решеткой (кроме нижней) размещается перераспределительная тарелка типа ТСН-II. Каждый ярус насадки опирается на опорную решетку, а на корпусе каждого яруса размещаются два люка диаметром 500 мм. Насадочные колонны оснащаются стандартными опорами, днищами, фланцами и другими устройствами. В зависимости от внутреннего давления в колонне аппараты, работающие под давлением до 1,6 МПа, изготавливают в царговом (на фланцах) исполнении корпуса, а для работы под давлением до 4,0 МПа, под атмосферным давлением или под вакуумом с остаточным давлением не ниже 10 мм рт. ст. – в цельносварном исполнении корпуса.

На рис. 1 представлена лабораторная насадочная колонна для исследования гидродинамических характеристик аппарата с насадочными элементами 7, размещенными на опорной решет-

ке 9 в корпусе 6. Для создания первоначального равномерного орошения насадки жидкостью используется съемный трубчатый ороситель 3. Для визуального наблюдения гидродинамических режимов взаимодействия газа (воздуха) и жидкости (воды) на различных насадочных элементах, уложенных регулярно или внавал, используются смотровые окна 2, 8.

В верхней части колонны для удобства загрузки и выгрузки насадочных элементов устанавливается дополнительная царга 4 с защитной пленкой 5, позволяющей визуально наблюдать при высоких скоростях движения газа возможный капельный унос.

В нижней части колонны корпус 6 соединен с опорой 1 на сварке. Опора, выполненная из уголков, устанавливается на бетонном основании пола. Подача воздуха в колонну производится через штуцер Г₁, а выход из колонны – через Г₂. Жидкость на орошение в колонну подается через штуцер В₁ в ороситель 3 и в виде струй равномерно орошает верхний слой насадки. При движении воды через слой насадки 7, высота которой задается условиями эксперимента и видом насадочных элементов, происходит ее гидродинамическое взаимодействие с воздухом. Наблюдая ха-

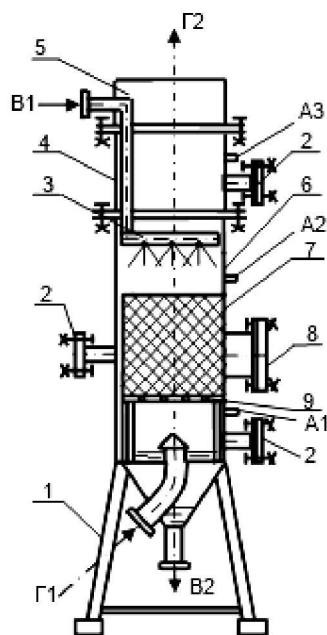


Рис. 1. Схема насадочной колонны

рактер взаимодействия газа с жидкостью через смотровые окна 2 и 8, визуально устанавливается гидродинамический режим. Жидкость проходит слой насадки 7, постоянно контактируя с газом и удаляется из аппарата через штуцер В₂ конического днища. Пневмоштуцеры А₁-А₃ предназначены для подключения колонны к дифференциальным манометрам, измеряющим перепады давления в колонне и на слое насадки.

1. Теоретическая часть

В данном разделе представлена методика расчета гидродинамических характеристик насадочной колонны:

1. Определение предельной скорости движения воздуха $V_{пр}$ в свободном сечении колонны, соответствующей точке захлебывания.

2. Выбор допустимых значений скорости движения воздуха $V_{доп} = (0,7 \div 0,8) V_{пр}$ в свободном сечении колонны (для пленочного режима рабочая скорость движения газа $V_{раб} = V_{доп}$).

3. Расчет гидравлического сопротивления сухой насадки заданного вида ΔP_c для рабочих условий.

4. Расчет гидравлического сопротивления орошаемой насадки заданного вида $\Delta P = f(V_{раб}, q_v)$ для рабочих условий.

Предельная скорость движения воздуха $V_{пр}$, м/с, выше которой наступает захлебывание насадочной колонны, определяется по уравнению [33]:

$$\lg \left[\frac{V_{пр}^2 \cdot a}{\varepsilon^3 \cdot g} \cdot \frac{\rho_{г}}{\rho_{ж}} \cdot \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_{ж,20}} \right)^{0,16} \right] = A - B \cdot \left(\frac{L}{G} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{\rho_{г}}{\rho_{ж}} \right)^{1/8}, \quad (1)$$

где a – удельная поверхность контакта, $\text{м}^2 / \text{м}^3$; ε – доля свободного объема насадки, $\text{м}^3 / \text{м}^3$; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести; $\rho_{г}$, $\rho_{ж}$ – плотности газа и жидкости при рабочих температуре t_p и давлении P_p , $\text{кг} / \text{м}^3$; $\mu_{ж}$, $\mu_{ж,20}$ – вязкость жидкости при

рабочей температуре $t = t_p$ и при $t = 20^\circ\text{C}$, Па·с; L , G – массовые расходы жидкости и газа, кг/с; A , B – коэффициенты, зависящие от типа насадки, приведены в табл. 1 [33].

Таблица 1

Значения коэффициентов A и B для различных насадок

Тип насадки	A	B
Трубчатая	$0,47 + 1,5 \cdot \lg(d_s / 0,025)$	1,75
Плоско-параллельная хордовая	0	1,75
Пакетная	0,062	1,55
Кольца Рашига внавал	-0,073	1,75
Кольца Палля 50 мм	-0,49	1,04
Седла размером 25 мм	-0,33	1,04
Седла размером 50 мм	-0,58	1,04

Расчеты теплофизических параметров.

1. *Плотность газа* (воздуха) ρ_g , кг / м³ для рабочих условий в насадочной колонне рассчитывается по выражению [8]:

$$\rho_g = \rho_{0,g} \cdot \frac{T_0}{T_0 + t_p} \cdot \frac{P_p}{P_0}, \quad (2)$$

где $\rho_{0,g} = M_g / 22,4 = 1,293$ кг / м³ – плотность воздуха при нормальных давлении $P_0 = 760$ мм рт. ст. = $1,013 \cdot 10^5$ Па и температуре $T_0 = 273,15$ К; M_g – молекулярная масса газа, кг / кмоль; t_p – рабочая температура в колонне, $^\circ\text{C}$; $P_p = B + P_{\text{вх}}$ – рабочее давление воздуха на входе в колонну, Па; B – барометрическое давление газа, Па; $P_{\text{вх}}$ – избыточное давление воздуха на входе в колонну, Па.

2. *Плотность жидкости* (воды) в интервале температур от 0 до 100°C с точностью, достаточной для технических расчетов, принимается $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг / м³ [8]. Для более точных расчетов за-

висимость плотности воды от температуры приведена в справочной литературе [38].

3. *Динамический коэффициент вязкости газа* (воздуха) μ_g , Па·с при различных температурах определяется по уравнению [8]:

$$\mu_g = \mu_{0,g} \frac{273 + C}{T_p + C} \cdot \left(\frac{T_p}{T_0} \right)^{3/2}, \quad (3)$$

где $\mu_{0,g} = 0,173 \cdot 10^{-4}$ Па·с – динамический коэффициент вязкости воздуха при $T_0 = 273,15$ К и $P_0 = 760$ мм рт. ст.; $T_p = T_0 + t_p$ – рабочая температура газа, К; $C = 124$ – постоянная Сатерленда для воздуха.

4. *Динамический коэффициент вязкости жидкости* (воды) принимается по справочнику в зависимости от её температуры t , $^\circ\text{C}$ (табл. 2) [8].

Таблица 2

Динамический коэффициент вязкости воды в зависимости от ее температуры

$t, ^\circ\text{C}$	12	14	16	18	20
$\mu_{\text{ж}}, \text{мПа}\cdot\text{с}$	1,236	1,171	1,111	1,056	1,005
$t, ^\circ\text{C}$	22	24	26	28	30
$\mu_{\text{ж}}, \text{мПа}\cdot\text{с}$	0,958	0,914	0,874	0,836	0,801

5. *Поверхностное натяжение воды* σ , Н / м в зависимости от t , $^\circ\text{C}$ для системы вода–воздух определяется по справочной литературе [8] – табл. 3.

Таблица 3

Поверхностное натяжение воды в зависимости от ее температуры

$t, ^\circ\text{C}$	0	20	40	60
$\sigma \cdot 10^3, \text{Н} / \text{м}$	75,6	72,8	69,6	66,2

Режим движения газа (воздуха) в насадке Re_r) определяется по выражению

$$Re_r = \frac{V_r \cdot d_{\text{э}} \cdot \rho_r}{\mu_r}, \quad (4)$$

где $V_r = V_{\text{раб}} / \varepsilon$ – действительная (контактная) скорость движения газа (скорость движения в свободном сечении насадки), м/с; $d_{\text{э}} = 4 \cdot \varepsilon / a$ – эквивалентный диаметр насадки, м; ρ_r – плотность газа, кг / м³; μ_r – динамический коэффициент вязкости газа, Па·с; $V_{\text{раб}} = G_v / F_k$ – среднерасходная скорость движения газа в колонне, рассчитанная на свободное сечение колонны F_k , м/с; G_v – объемный расход воздуха, м³/с; ε – доля свободного объема насадки, м³/м³; a – удельная поверхность контакта, м²/м³.

Для ламинарного режима движения газа в свободном сечении неупорядоченной кольцевой (типа колец Рашига) или кусковой насадки коэффициент сопротивления насадки при $Re_r < 40$ определяется по уравнению [33]:

$$\lambda = 140 / Re_r, \quad (5)$$

а для турбулентного режима при $Re_r > 40$

$$\lambda = 16 / Re_r^{0,2}. \quad (6)$$

Уравнения для расчета коэффициентов сопротивления λ некоторых других типов насадок представлены в табл. 4.

Гидравлическое сопротивление слоя сухой насадки ΔP_c , Па, определяющее энергетические затраты движения газа в ее свободном сечении, вычисляется по формуле [8]:

$$\Delta P_c = \lambda \cdot \frac{h}{d_{\text{э}}} \cdot \frac{\rho_r \cdot V_r^2}{2}, \quad (7)$$

где λ – коэффициент гидравлического (аэродинамического) сопротивления насадки; $d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр насадки для заданного типа насадки, м (табл. 5 [8]); h – высота слоя насадки, м; ρ_r – плотность газа при рабочих условиях, кг / м³; V_r – действительная скорость движения газа, м/с (уравнение (4)).

Таблица 4

Расчетные коэффициенты λ некоторых типов насадок

Тип насадки	Условия применимости	Уравнения	Литература
Хордовая	Регулярная насадка	$\lambda = 6,64 / Re_r^{0,375}$	[6]
Шаровая, седлообразная	Беспорядочная укладка, но с равномерным распределением пустот по всем направлениям	$\lambda = 133 / Re_r + 2,34$	[1]
Регулярная насадка		$\lambda = \lambda_{\text{тр}} + \xi(d_{\text{э}} / h)$, где $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент сопротивления трению; ξ – коэффициент местного сопротивления; $\xi = 4,2 / \varepsilon^2 - 8,1 / \varepsilon + 3,9$; h – высота слоя насадки, м	[3]

Для орошаемой насадки определяется объемная плотность орошения жидкости q_v , м³ / (м²·с)

$$q_v = \frac{L_v}{F_k}, \quad (8)$$

где L_v – объемный расход жидкости, м³/с; F_k – свободное сечение колонны, м².

Гидравлическое сопротивление орошаемой насадочной колонны ΔP , Па, определяющее затраты энергии газового потока

при ее движении через насадку и на создание межфазной поверхности, вычисляется по выражению [33]:

$$\Delta P = \Delta P_c \cdot 10^{b \cdot q_v}, \quad (9)$$

где ΔP_c – сопротивление слоя сухой насадки, определяемой по уравнению (7); q_v – объемная плотность орошения, $\text{м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$; b – коэффициент, значения которого для различных насадок представлены ниже (табл. 6) [33].

Таблица 5

Характеристика насадок (размеры в мм)

Регулярные насадки					
Деревянная хордовая (10×100), шаг в свету:					
Насадки	а, $\text{м}^2 / \text{м}^3$	ε, $\text{м}^3 / \text{м}^3$	d _э , м	ρ, кг / м^3	n / м^3
10	100	0,55	0,022	210	–
20	65	0,68	0,042	145	–
30	48	0,77	0,064	110	–
Керамические кольца Рашига:					
50×50×5	110	0,735	0,027	650	8500
80×80×8	80	0,72	0,036	670	2200
100×100×10	60	0,72	0,048	670	1050
Неупорядоченные насадки					
Керамические кольца Рашига:					
50×50×1,5	440	0,70	0,006	700	700·10 ³
15×15×2	330	0,70	0,009	690	220·10 ³
Керамические кольца Рашига:					
25×25×3	200	0,74	0,015	530	50·10 ³
35×35×4	140	0,78	0,022	530	18·10 ³
Стальные кольца Рашига:					
10×10×0,5	500	0,88	0,007	960	770·10 ³
15×15×0,5	350	0,92	0,012	660	240·10 ³
25×25×0,8	220	0,92	0,017	640	55·10 ³
50×50×1	110	0,95	0,035	430	8·10 ³

Окончание табл. 5

Насадки	а, $\text{м}^2 / \text{м}^3$	ε, $\text{м}^3 / \text{м}^3$	d _э , м	ρ, кг / м^3	n / м^3
Керамические кольца Палля:					
25×25×3	220	0,74	0,014	610	46·10 ³
35×35×4	165	0,76	0,018	540	18,5·10 ³
50×50×5	120	0,78	0,026	520	5800
Стальные кольца Палля:					
15×15×0,4	380	0,90	0,010	525	230·10 ³
25×25×0,6	235	0,90	0,015	490	52·10 ³
35×35×0,8	170	0,90	0,021	455	18,2·10 ³
50×50×1,0	108	0,90	0,033	415	0,4·10 ³
Керамические седла Берля:					
12,5	460	0,68	0,006	720	570·10 ³
25	260	0,69	0,011	670	78·10 ³
38	165	0,70	0,017	670	30,5·10 ³
Керамические седла «Инталлокс»:					
12,5	625	0,78	0,005	545	730·10 ³
19	335	0,77	0,009	560	229·10 ³
25	255	0,775	0,012	545	84·10 ³
38	195	0,81	0,017	480	25·10 ³

Примечание: а – удельная поверхность насадки; ε – доля свободного объема; d_э – эквивалентный диаметр; ρ – насыпная плотность; n – число элементов насадки в единице объема.

При двухфазном течении газа и жидкости сопротивление орошаемой колонны увеличивается за счет:

- 1) уменьшения свободного сечения насадки жидкостью, текущей по ней;
- 2) увеличения относительной скорости движения газа, определяющей гидравлическое сопротивление;
- 3) передачи некоторой части энергии от газа к жидкости, расходуемой на преодоление силы тяжести противоточно движущейся жидкости.

Таблица 6

Значения коэффициента b для насадок разного вида

Насадка	b	Насадка	b
Кольца Рашига в укладку:		Кольца Палля (50 мм)	126
- 50 мм	173	Блоки керамические	151
- 80 мм	144	Седла «Инталокс»:	
- 100 мм	119	- 25 мм	33
Кольцо Рашига внавал:		- 50 мм	28
- 25 мм	184	Седла Берля (25 мм)	30
- 50 мм	169		

Установлено, что для колец Рашига и седел Берля 12×12 мм и 25×25 мм удерживающая способность при рабочих режимах не зависит от скорости движения газа вплоть до достижения режима подвисяния.

При вязкости жидкости $\mu_{ж} < 12$ мПа·с удерживающая способность насадки ϕ , м³ жидкости / м³ насадки в рабочем режиме определяется по уравнению [38]:

$$\phi_i = A_i \cdot q_M^{0,57} \cdot \mu_{ж}^{0,13} \cdot \rho_{ж}^{-0,84} \left(\frac{\sigma}{73} \right)^{B_i - 0,156 \lg q_M}, \quad (10)$$

где $i = 1$ – кольца Рашига 25×25 мм; $i = 2$ – седла Берля 25×25 мм; $A_1 = 1,6 \cdot 10^{-4}$; $A_2 = 1,76 \cdot 10^{-4}$; $B_1 = 0,925$; $B_2 = 1,033$; q_M – массовая плотность орошения, кг / (ч·м²); $\mu_{ж}$ – динамический коэффициент вязкости жидкости, мПа·с; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг / м³; σ – поверхностное натяжение, дин / см.

2. Расчетная часть

2.1. Исходные данные для расчета.

2.1.1. Геометрические параметры. Внутренний диаметр колонны $D_K = 0,42$ м. Тип насадки и высота слоя насадки задается преподавателем, исходя из технических возможностей кафедры.

Базовой насадкой является насадка из колец Рашига 25×25×3 мм с параметрами: эквивалентный диаметр насадки $d_э = 0,015$ м; удельная поверхность контакта $a = 200$ м² / м³; доля свободного объема насадки $\varepsilon = 0,74$ м³ / м³; высота слоя насадки $h = 0,19$ м. Другие типы насадок и их характеристики приведены в табл. 5 [8].

2.1.2. Расходные параметры. Объемный расход воды $L_v^* = 200 \div 800$ л/ч; объемный расход воздуха $G_v^* = 100 \div 600$ м³/ч; объемная плотность орошения $q_v^* = 2,5 \div 7,0$ м³/(м²·ч); рабочая скорость движения воздуха в колонне $V_{раб} = 0,2 \div 1,2$ м/с.

2.2. Методика выполнения расчета.

2.2.1. Изучить алгоритм расчета гидродинамических характеристик насадочной колонны.

2.2.2. Рассчитать площади колонны F_K , м², свободного сечения $F_{св}$, м² и свободного объема $V_{св}$, м³ исследуемой насадки.

2.2.3. В диапазоне скоростей от 0,2 до 1,2 м/с задать 4÷5 значений скорости движения газа в свободном сечении колонны $V_{раб}$. Далее определить значения действительной скорости движения воздуха в свободном сечении исследуемой насадки V_r .

2.2.4. Рассчитать предельную скорость движения воздуха $V_{пр}$, выше которой наступает захлебывание насадочной колонны по уравнению (1) и выбрать значения допустимых скоростей движения воздуха в свободном сечении колонны $V_{пр} \geq V_{доп} \geq V_{раб}$.

2.2.5. Вычислить числа Рейнольдса, определяющие режим движения воздуха в насадке Re_r , рассчитать коэффициент гидравлического сопротивления насадки λ и сопротивление сухой насадки ΔP_c исследуемого типа. Построить графики зависимости $\Delta P_c = f_1(V_{раб})$.

2.2.6. Рассчитать значения объемной плотности орошения q_v по уравнению (8) и гидравлического сопротивления орошаемой насадки ΔP по уравнению (9) для 3-4 значений расхода воды L_v^* в диапазоне от 200 до 800 л / ч. Построить графики зависимости $\Delta P = f_2(V_{раб}, q_v)$ для исследуемой насадки.

2.2.7. Вычислить удерживающую способность исследуемой насадки ϕ из колец Рашига или седел Берля по уравнению (10).

2.2.8. Все требуемые расчетные данные занести в табл. 7.

Таблица 7

Перепад давления на диафрагме Δh , мм вод. ст.	Давление перед диафрагмой $P_{\text{д}}^*$, мм вод. ст.	Действительный расход воздуха G_v^* , $\text{м}^3/\text{ч}$	Скорость воздуха в свободном сечении, м/с		Давление на входе в колонну $P_{\text{вх}}^*$, мм вод. ст.	Гидравлическое сопротивление насадки	
			колонны $V_{\text{раб}}$	насадки $V_{\text{г}}$		расчет	опыт
Режим сухой насадки: $L_v^* = 0 \text{ м}^3/\text{ч}$; $q_v = 0 \text{ м}^3/(\text{м}^2\cdot\text{с})$							
1.							
2.							
3.							
4.							
Первый режим орошаемой насадки: $L_v^* = \text{м}^3/\text{ч}$; $q_v = \text{м}^3/(\text{м}^2\cdot\text{с})$							
1.							
2.							
3.							
4.							
Второй режим орошаемой насадки: $L_v^* = \text{м}^3/\text{ч}$; $q_v = \text{м}^3/(\text{м}^2\cdot\text{с})$							
1.							
2.							
3.							
4.							
Третий режим орошаемой насадки: $L_v^* = \text{м}^3/\text{ч}$; $q_v = \text{м}^3/(\text{м}^2\cdot\text{с})$							
1.							
2.							
3.							
4.							
Четвертый режим орошаемой насадки: $L_v^* = \text{м}^3/\text{ч}$; $q_v = \text{м}^3/(\text{м}^2\cdot\text{с})$							
1.							
2.							
3.							
4.							

3. Экспериментальная часть

3.1. Описание лабораторной установки

Установка предназначена для визуального наблюдения режимов работы колонны и экспериментального определения гидравлического сопротивления различных видов насадок при фиксированных плотностях орошения.

Установка, схематично изображенная на рис. 2, состоит из насадочной колонны 11, оснащенной определенным видом насадки известной высоты h , газодувки 1, газохода с установленной перед входом в аппарат остроугольной диафрагмой 3. Расход воздуха регулируется с помощью задвижки 2, перепад давления на диафрагме и давление на входе в диафрагму измеряются водяными дифманометрами 7 и 8, а температура – ртутным термометром 5. Давление газа на входе в колонну и перепад давления на исследуемой насадке измеряются водяными дифманометрами 9 и 10.

Вода в колонну подается из водопроводной сети после открытия вентиля 12 (вентиль 13, предназначенный для подачи воды в лабораторную установку 9, должен быть закрыт). Измерение расхода воды осуществляется ротаметром 14, а регулирование – вентилем 15.

Насадочная колонна 11 изготовлена из коррозионно-стойкой стали марки X18H10T в царговом исполнении с внутренним диаметром $D_K = 420 \text{ мм}$. В технологическую часть колонны на опорную решетку загружается исследуемая насадка, основные характеристики которой приведены в табл. 5 [8].

Объемный расход воздуха в колонне изменяется от 100 до $600 \text{ м}^3/\text{ч}$, а расход воды – от 200 до $800 \text{ л}/\text{ч}$. Тарировочные графики расходов воды и воздуха при нормальных условиях приведены на стенде лабораторной установки.

3.2. Методика проведения лабораторного эксперимента

3.2.1. По разрешению преподавателя лаборантом кафедры включается воздухоподувка, находящаяся в отдельном помещении.

3.2.2. При исследовании гидравлического сопротивления сухой насадки в колонне перекрываются щели для прохода газа по каналам перелива жидкости, чтобы поток воздуха двигался только в свободном сечении насадки.

3.2.3. После установления стационарного режима движения воздуха (5–6 мин после включения воздухоподувки) измеряется по термометру 5 температура воздуха t_p , °С, поступающего в колонну, и барометрическое давление окружающего воздуха B , мм рт. ст.

3.2.4. Задвижкой 2 установить первое, заданное преподавателем, значение перепада давления на диафрагме 3 Δh , мм вод. ст. по дифманометру 7.

3.2.5. Снять показания с дифманометров 8, 9 и 10 (давления перед диафрагмой $P_{д}^*$, на входе в колонну $P_{вх}^*$ и перепад давления в слое насадки ΔP^* в мм вод. ст.). Данные эксперимента занести в табл. 7 [8].

3.2.6. Выполнить подпункты 3.2.4 и 3.2.5 еще при 3–4 значениях перепада давления Δh на диафрагме 3.

3.2.7. Прекратить подачу воздуха в аппарат, закрыв задвижку.

2.3.2.8. Исследование работы орошаемой насадки.

3.2.8.1. Открыть вентиль 12 на линии подачи воды в колонну (вентиль 13, предназначенный для подачи воды в лабораторную установку, должен быть закрыт).

3.2.8.2. С помощью вентиля 12 по ротаметру 14 установить заданный расход жидкого орошения L_v^* , м³ / ч. Перевод объемного расхода жидкости в показания ротаметра производится по тарировочному графику, приведенному на стенде установки.

3.2.8.3. Задвижкой 2 установить первое, заданное преподавателем, значение перепада давления на диафрагме 3 Δh , мм вод. ст. по дифманометру 7.

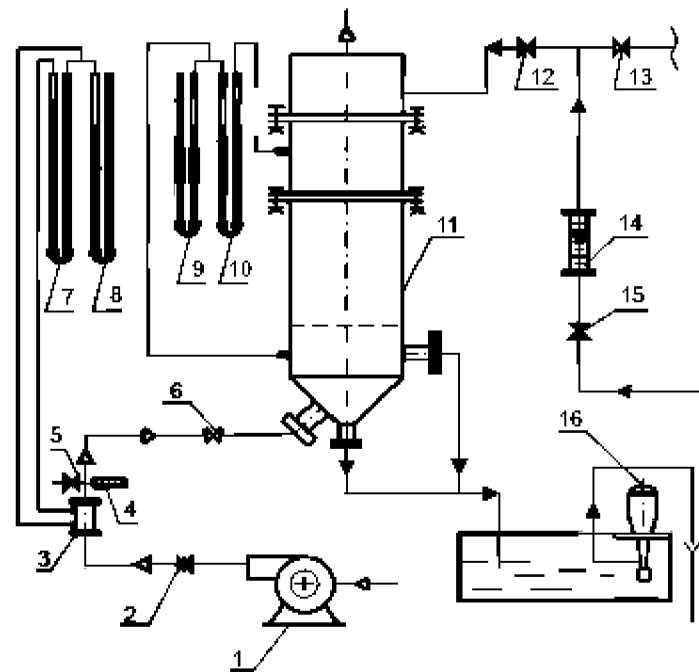


Рис. 2. Схема лабораторной установки

3.2.8.4. Снять показания с дифманометров 8, 9 и 10 (давления перед диафрагмой $P_{д}^*$, на входе в колонну $P_{вх}^*$ и перепад давления в слое насадки ΔP^* в мм вод. ст.). Вести наблюдения за гидродинамическим режимом работы насадки, используя смотровые окна 2 и 8. Данные эксперимента занести в табл. 7.

3.2.8.5. Выполнить подпункты 3.2.8.3 и 3.2.8.4 еще при 3–4 значениях перепада давления Δh на диафрагме 3.

3.2.9. Прекратить подачу воздуха в колонну, закрыв задвижку 2.

3.2.10. Выполнить подпункты 3.2.8.2–3.2.9 еще при 2–3 значениях расхода жидкого орошения.

3.2.11. Прекратить подачу воды в колонну, перекрыв вентиль 12.

3.2.12. Выключить воздухоудвку.

3.3. Методика обработки и сравнения эксперимента

3.3.1. Рассчитывается комплекс $\sqrt{\Delta h \cdot (B + P_d) / T_p}$, где Δh – перепад давления на диафрагме 3, мм вод. ст; B – барометрическое давление атмосферного воздуха, мм рт. ст. P_d – давление перед диафрагмой, мм рт. ст.; T_p – абсолютная температура воздуха, поступающего в колонну, К.

3.3.2. Для рассчитанных значений комплекса по тарифовочному графику, приведенному на стенде лабораторной установки, находятся значения объемного расхода воздуха при нормальных условиях G_n^* , м³ / ч.

3.3.3. Определяются значения действительного объемного расхода воздуха по формуле

$$G_v^* = G_n^* \cdot 760 \cdot (273,15 + t_p) / ((B + P_{вх}) \cdot 273,15), \text{ м}^3 / \text{ч},$$

где t_p – рабочая температура воздуха на входе в колонну, °С; $P_{вх}$ – избыточное давление на входе в колонну, мм рт. ст.

3.3.4. Рассчитываются значения рабочей скорости движения воздуха в свободном сечении колонны по выражению

$$V_{раб} = G_v^* / (3600 \cdot F_k), \text{ м/с},$$

где $F_k = \pi \cdot D_k^2 / 4$, м² – площадь колонны.

3.3.5. Вычислить экспериментальные значения сопротивления сухой ΔP_c^* и орошаемой ΔP^* насадки в Па (1 мм вод. ст. = 9,81 Па) при различных, но фиксированных плотностях орошения q_v .

3.3.6. Все полученные данные занести в табл. 7 и построить экспериментальные кривые зависимостей $\Delta P_c^* = f_3(V_{раб})$ и $\Delta P^* = f_4(V_{раб}, q_v)$.

3.3.7. Провести сравнения расчетных и экспериментальных данных по сопротивлению сухой и орошаемой насадки и определить абсолютные $\Delta_1 = \Delta P_c - \Delta P_c^*$, $\Delta_2 = \Delta P - \Delta P^*$ и относительные $\varepsilon_1 = |\Delta_1| \cdot 100 \% / \Delta P_c$, $\varepsilon_2 = |\Delta_2| \cdot 100 \% / \Delta P_c$ погрешности.

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Название и цели работы.
2. Схемы лабораторной колонны, установки и их описания.
3. Расчеты геометрических, теплофизических и режимных параметров сухой и орошаемой насадки.
4. Расчеты гидравлического сопротивления сухой и орошаемой насадки и величины удерживающей способности.
5. Расчетные и экспериментальные графики зависимостей сухой и орошаемой насадки.
6. Оценки погрешностей эксперимента.
7. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Как определяется свободный объем насадки?
2. Основные характеристики насадок: удельная поверхность контакта, доли свободного сечения и объема и эквивалентный диаметр. Как они рассчитываются и от каких параметров зависят?
3. Какими гидродинамическими режимами характеризуется работа противоточных насадочных колонн?
4. Когда наступают (при каких нагрузках по газовой и жидкой фазам) режимы захлебывания и уноса?

5. Для каких целей используется опорная решетка в насадочных колоннах?

6. От каких режимных, физических и конструктивных параметров зависит предельная скорость движения газа в насадочных колоннах?

Библиографический список

1. Бурдун, Г.Д. Международная система единиц / Г.Д. Бурдун, Н.В. Калашников, Л.Р. Стоцкий. – М.: Высшая школа, 1964. – 273 с.

2. Макаров, Г.В. Уплотнительные устройства / Г.В. Макаров. – 2-е изд. – Л.: Машиностроение, 1973. – 232 с.

3. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / Л.А. Кондаков [и др.]; под общ. ред. А.И. Голубева. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.

4. Голубев, А.И. Торцевые уплотнения вращающихся валов / А.И. Голубев. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1974. – 212 с.

5. Поникаров, И.И. Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки: учебник / И.И. Поникаров., М.Г. Гайнуллин. – 2-е изд. – М.: Альфа, 2006. – 608 с.

6. Машиностроение. Машины и аппараты химических и нефтехимических производств: энциклопедия: в 40 т. Т. 4-12 / под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 2004. – 832 с.

7. Тимонин, А.С. Основы конструирования и расчета химикотехнологического и природоохранного оборудования: справочник: в 2 т. Т. 2 / А.С. Тимонин. – Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2002. – 1028 с.

8. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учебное пособие для вузов / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – 10-е изд. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.

9. Васильцов, Э.А. Аппараты для перемешивания жидких сред: справочное пособие / Э.А. Васильцов, В.Г. Ушаков. – Л.: Машиностроение, 1979. 272 с.

10. Дуров, В.С. Эксплуатация и ремонт компрессоров и насосов: Справочное пособие / В.С. Дуров, З.З. Рохмилевич, Я.С. Черняк. – М.: Химия, 1980. – 272 с.

11. Аэродинамика закрученной струи / Р.Б. Ахмедов [и др.]. – М.: Энергия, 1977. – 240 с.

12. А.С. 161688 (СССР). Прямоточная контактная тарелка для взаимодействия газа с жидкостью / Б.М. Азизов, А.М. Николаев. Оpubл. в Б.И. № 9, 1964.

13. Ершов, А.И. Разработка, исследование и применение элементных ступеней контакта с взаимодействием фаз в закрученном прямотоке: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / А.И. Ершов. – Л., 1975. – 41 с.

14. Коузов, П.А. Циклон ЛИОТ с водяной пленкой / П.А. Коузов. – Л.: ЛИОТ ВЦСПС, 1939. – 53 с.

15. Карпенков, А.Ф. Разработка и исследование высокоскоростного массообменного аппарата вихревого типа: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А.Ф. Карпенков. – Казань, 1970. – 26 с.

16. Николаев, Н.А. Исследование и расчет ректификационных и абсорбционных аппаратов вихревого типа: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Н.А. Николаев. – Казань, 1970. – 42 с.

17. А.С. 899102 (СССР). Распылительное устройство для массообменных аппаратов / И.И. Поникаров, М.Д. Атабаев, В.А. Булкин, В.К. Володин, В.В. Алексеев. Оpubл. в Б.И. № 3, 1982.

18. А.С. 1005853 (СССР). Распылительное устройство для массообменных аппаратов / И.И. Поникаров, В.А. Булкин, В.А. Алексеев, В.П. Горшков, В.В. Алексеев. Оpubл. в Б.И. № 11, 1983.

19. Щукин, В.К. Некоторые особенности гидродинамики частично закрученных воздушных потоков в коротких трубах / В.К. Щукин, А.А. Халатов, В.Г. Летягин // Теплофизика высоких температур. – 1975. – Т. 13. – № 3. – С. 555-560.

20. Нурсте, Х.О. О сопротивлении закручивающих устройств / Х.О. Нурсте // Изв. АН ЭстССР. Физика. Математика. – 1973. – Т. 22. – № 2. – С. 200-206.

21. Устименко, Б.П. Процессы турбулентного переноса во вращающихся течениях / Б.П. Устименко. – Алма-Ата: Наука, 1977. – 228 с.

22. Теплотехнические основы циклонных топочных и технологических процессов / А.Б. Резняков [и др.]. – Алма-Ата: Наука, 1974. – 374 с.

23. ОСТ 26-01-1488-83. Аппараты колонные тарельчатые. Метод технологического и гидродинамического расчета. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 120 с.

24. ОСТ 26-536-78. Тарелки с S-образными элементами для аппаратов колонного типа. Параметры, конструкция и основные размеры.

25. ОСТ 26-01-125-81. Тарелки стальных колонных аппаратов. Типы, основные параметры и размеры.

26. ОСТ 26-02-1401-76. Тарелки клапанные прямоточные для аппаратов колонного типа. Параметры, конструкция и основные размеры.

27. ОСТ 26-02-1402-76. Тарелки клапанные прямоточные, четырехпоточные колонных аппаратов. Параметры, конструкция и основные размеры.

28. ОСТ 26-01-282-71. Тарелки однопоточные с капсульными колпачками типа ТСК-1. Параметры, конструкция и основные размеры.

29. ОСТ 26-808-73. Тарелки ТСК-Р колонных аппаратов. Параметры, конструкция и размеры.

30. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин. – М.: Химия, 1973. – 752 с.

31. Машины и аппараты химических производств. Примеры и задачи: учебное пособие / И.В. Доманский [и др.]; под общ. ред. В.А. Соколова. – Л.: Машиностроение, 1981. – 384 с.

32. Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки: справочник / под ред. Е.Н. Судакова. – 3-е изд. – М.: Химия, 1979. – 568 с.

33. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / Г.С. Борисов [и др.]; под общ. ред. Ю.И. Дытнерского. – 2-е изд. М.: Химия, 1991. – 496 с.

34. Рамм, В.М. Абсорбция газов / В.М. Рамм. – 2-е изд. – М.: Химия, 1976. – 656 с.

35. Сравнительная характеристика барботажных контактных устройств: метод. указания / сост.: В.В. Алексеев [и др.] / Казан. гос. технол. ун-т; Казань, 2003. – 19 с.

36. Кафаров, В.В. Основы массопередачи / В.В. Кафаров. – 3-е изд. – Л.: Высшая школа, 1979. – 439 с.

37. Колонные аппараты: каталог / Цент. ин-т НТИ и техн. экон. исслед. по хим. и нефт. машиностроению. – М., 1978. – 31 с.

38. Перри, Д. Справочник инженера-химика: в 2 т. / под ред. Н.М. Жаворонкова, П.Г. Романкова. – Л.: Химия, 1968, 1969.

39. Хоблер, Т. Массопередача и абсорбция / Т. Хоблер. – Л.: Химия, 1964. – 479 с.

40. Малюшенко, В.В. Энергетические насосы: справочное пособие / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 100 с.

41. Рахмилевич, З.З. Справочник механика химических и нефтехимических производств / З.З. Рахмилевич, И.М. Радзин, С.А. Фарамазов. – М.: Химия, 1985. – 592 с.

42. Краснов, В.И. Ремонт центробежных и поршневых насосов нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий / В.И. Краснов, А.М. Жильцов, В.В. Набережнев. – М.: Химия, 1996. – 320 с.