

**Министерство сельского хозяйства РФ
Новozyбковский сельскохозяйственный техникум-
филиал ФГБОУ ВО
«Брянский государственный аграрный университет»**

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ТЕПЛОТЕХНИКИ

Учебное пособие

Брянск, 2015

УДК 631.3.033:621.1 (07)

ББК 30.123:31.3

О 75

Основы гидравлики и теплотехники: учебное пособие /
Сост. А.В.Ковалев - Брянск: Новозыбковский филиал ФГБОУ
ВО «Брянский государственный аграрный университет», 2015. –
270с.

Рассмотрены теоретические основы и методы расчета гидромеханических, теплообменных и массообменных процессов, реализуемых в технологических процессах охраны окружающей среды, а также общие принципы устройства и методы расчёта машин и аппаратов для реализации этих процессов.

Печатается по решению методического совета Новозыбковского филиала Брянского ГАУ

© Ковалев А.В., 2015

© ФГБОУ ВО

«Брянский государственный
аграрный университет»

Новозыбковский филиал, 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ИЗУЧАЕМОЙ ДИСЦИПЛИНЫ ..	11
1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ОСНОВНЫХ ПРОЦЕССОВ И АППАРАТОВ.....	12
1.2. КИНЕТИЧЕСКИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ОСНОВНЫХ ПРОЦЕССОВ...	18
1.3. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ РАСЧЁТА ХИМИЧЕСКИХ МАШИН И АППАРАТОВ.....	21
1.4. ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ И АППАРАТОВ	25
2. ГИДРОДИНАМИКА И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ	30
2.1. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ	30
2.2. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ПОКОЯ И ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТЕЙ	37
2.2.1. Дифференциальные уравнения равновесия Эйлера.....	37
для покоящейся жидкости	37
2.2.2. Практическое приложение уравнений гидростатики.	42
2.2.3. Основные характеристики движения жидкостей.....	48
2.2.4. Уравнение неразрывности (сплошности) потока.....	53
2.2.5. Режимы движения жидкостей.....	56
2.2.6. Турбулентный режим	60
2.2.7. Дифференциальные уравнения движения жидкости ..	67
2.2.8. Дифференциальные уравнения движения Навье-Стокса	70
2.2.9. Уравнение Бернулли	72
2.2.10. Гидродинамическое подобие.....	82
2.2.11. Гидравлические сопротивления в трубопроводах и каналах	89
2.2.12. Движение тел в жидкостях.....	93
2.2.13. Движение жидкостей через неподвижные пористые слои	100
2.2.14. Гидродинамика псевдооживленных слоев.....	105
2.3. ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ЖИДКОСТЕЙ (НАСОСЫ)	112
2.3.1. Классификация и области применения насосов	112
2.3.2. Параметры насосов	117
2.3.3. Насосная установка.....	121
2.3.4. Основное уравнение лопастных машин (уравнение Эйлера)	124

2.3.5. Характеристики центробежных насосов	130
2.4. СЖАТИЕ И ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ГАЗОВ (КОМПРЕССОРЫ)	135
2.4.1. Классификация компрессоров	135
2.4.2. Поршневые компрессоры	138
2.4.3. Теоретический и рабочий процесс в поршневом компрессоре	141
2.4.4. Производительность действительного поршневого компрессора	143
2.4.5. Роторные компрессоры	147
2.4.6. Принцип действия, классификация и устройство турбокомпрессоров	155
2.5. ПРОЦЕССЫ РАЗДЕЛЕНИЯ НЕОДНОРОДНЫХ СМЕСЕЙ	158
2.5.1. Классификация неоднородных систем и способов их разделения	158
2.5.2. Материальные балансы процессов разделения	161
2.6. ОСАЖДЕНИЕ	163
2.7. ФИЛЬТРОВАНИЕ	178
2.8. ПЕРЕМЕШИВАНИЕ В ЖИДКИХ СРЕДАХ	189
3. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ	198
3.1. СПОСОБЫ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛОТЫ	198
3.2. ТЕПЛОВЫЕ БАЛАНСЫ	200
3.3. ТЕМПЕРАТУРНОЕ ПОЛЕ И ТЕМПЕРАТУРНЫЙ ГРАДИЕНТ	203
3.4. ПЕРЕДАЧА ТЕПЛА ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬЮ	204
3.5. ТЕПЛОВОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ	211
3.6. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН	216
3.6.1. Теплоотдача	216
3.6.2. Дифференциальное уравнение конвективного теплообмена	218
3.6.3. Подобие процессов теплообмена	221
3.6.4. Теплоотдача при свободном и вынужденном движении жидкости	225
3.6.5. Теплоотдача при изменении агрегатного состояния	229
3.7. СЛОЖНЫЙ ТЕПЛООБМЕН	234
3.8. ПРОЦЕССЫ НАГРЕВАНИЯ, ОХЛАЖДЕНИЯ И КОНДЕНСАЦИИ	239
3.9. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ	243
3.9.1. Классификация и типы теплообменных аппаратов	243
3.9.2. Расчет теплообменных аппаратов	261
3.9.3. Выбор и проектирование поверхностных теплообменников	267
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	270

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a – удельная поверхность зернистого слоя, $\text{м}^2/\text{м}^3$, коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;
- c – удельная теплоемкость вещества, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{с})$;
- D – коэффициент диффузии, $\text{м}/\text{с}^2$;
- d – диаметр, м ;
- F – поверхность контакта фаз, теплообмена, м^2 ;
- f – площадь поперечного сечения, м^2 ;
- g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;
- H, h – высота, м ; энтальпия, Дж , удельная энтальпия, $\text{Дж}/\text{кг}$;
- k – коэффициент скорости процесса (теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, массопередачи, $\text{кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с}\cdot\text{ед. движ. силы})$);
- l – длина, м ;
- L – работа, жидкая фаза;
- \bar{m} – массовый (мольный) расход вещества, $\text{кг}/\text{с}$ (моль/с);
- M – масса вещества, кг ;
- n – частота вращения, с^{-1} ;
- N – мощность;
- p – гидростатическое давление, $\text{Н}/\text{м}^2$;
- Q – количество (тепловой поток), Дж ;
- q – удельный тепловой поток, $\text{Дж}/\text{м}^2$;
- r, R – радиус, м ;
- T – абсолютная температура, К ;
- U – периметр, м ;
- V – объем, м^3 ;
- v – удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$;
- \bar{V} – объемный расход, $\text{м}^3/\text{с}$;
- x, \bar{x}, \bar{X} – мольная, массовая, относительная массовая доля компонента жидкости в растворе;

y, \bar{y}, \bar{Y} – мольная, массовая, относительная массовая доля компонента газа в смеси;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²/К);

β – коэффициент массоотдачи, кг/(м²·с·ед. движ. силы);

δ – толщина стенки, пленки жидкости, пограничного слоя, зазор, м;

ε – порозность зернистого слоя, относительная шероховатость поверхности;

η – КПД системы, установки;

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

μ – динамический коэффициент вязкости, Па·с;

θ – безразмерная температура;

ρ – плотность вещества, кг/ м³;

σ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;

τ – время, с;

ξ – коэффициент местного сопротивления.

ВВЕДЕНИЕ

На всех стадиях своего развития человек был тесно связан с окружающим миром. Но с тех пор как появилось высокоиндустриальное общество, опасное вмешательство человека в природу резко усилилось, расширился объём этого вмешательства, оно стало многообразнее и сейчас грозит стать глобальной опасностью для человечества. Расход невозобновляемых видов сырья повышается, все больше пахотных земель выбывает из экономики, так как на них строятся города и заводы. Человеку приходится все больше вмешиваться в хозяйство биосферы – той части нашей планеты, в которой существует жизнь.

Биосфера Земли в настоящее время подвергается нарастающему антропогенному воздействию. При этом можно выделить несколько наиболее существенных процессов, любой из которых не улучшает экологическую ситуацию на планете. Наиболее масштабным и значительным является химическое загрязнение среды несвойственными ей веществами химической природы. Среди них – газообразные и аэрозольные загрязнители промышленно-бытового происхождения. Прогрессирует и накопление углекислого газа в атмосфере. Дальнейшее развитие этого процесса будет усиливать нежелательную тенденцию в сторону повышения среднегодовой температуры на планете.

Вызывает тревогу у экологов и продолжающееся загрязнение Мирового океана нефтью и нефтепродуктами, достигшее уже почти половину его общей поверхности. Нефтяное загрязнение таких размеров может вызвать существенные нарушения газо- и водообмена между гидросферой и атмосферой. Не вызывает сомнений и значение химического загрязнения почвы пестицидами и ее повышенная кислотность, ведущая к распаду экосистемы.

В целом все рассмотренные факторы, которым можно приписать загрязняющий эффект, оказывают заметное влияние на процессы, происходящие в биосфере. Поэтому одной из наиболее важных задач современности является охрана окружающей среды. Воздействия человека, промышленности, сельского хозяйства на природу многообразны.

Наибольший удельный вес по загрязнению атмосферного воздуха падает на ТЭЦ (27 %), предприятия черной металлургии (24,3 %) , нефтехимии (15,5 %), автотранспорт (13,1 %), предприятия цветной металлургии (10,5%), промышленности строительных материалов (8,1 %) и химической промышленности (1,3 %). Они загрязняют воздух сернистым газом, окисью углерода и аэрозолями различного состава.

Следует говорить не только о прямых стоках и выбросах газообразных, жидких, твердых отходах, шумовом, тепловом, радиозагрязнении окружающей среды, но и о том, как сделать производство таким, чтобы как можно меньше было потерь производственных ресурсов и энергии. Поэтому становится важным создание технологий, вписывающихся в среду обитания человека, принципиально не оказывающих на природу неблагоприятного воздействия – *экологических технологий*.

Экологические технологии – это в первую очередь создание *безотходной технологии* на основе глубокого анализа существующих производств, создание новых совершенных технологических процессов, не образующих отходы и обладающих большими технологическими и экономическими преимуществами по сравнению с существующими.

Большое место в разработке экологических технологий занимает разработка технологий, отличающихся *рациональным использованием природных ресурсов*. Этот вари-

ант экологических технологий, в отличие от традиционной малоотходной и безотходной технологии, сокращает отрицательное воздействие на природу потому, что увеличивается полнота использования природных богатств, значит, сокращает удельный объём природопользования. Большие возможности для улучшения природопользования дают рациональные способы переработки древесины, разработка месторождений полезных ископаемых, совершенствование металлургических и химико-технологических процессов, комплексное использование сырья.

Другим важным направлением экологических технологий является *утилизация отходов промышленности*. При этом отпадает необходимость их захоронения и открывается возможность получения ценных материалов и изделий в результате переработки.

Экологические технологические процессы имеют решающее преимущество перед обычными схемами охраны природы, так как они одновременно дают большую непосредственную технико-экономическую отдачу.

В последние годы деятельность людей, направленная на сохранение окружающей природной среды, особенно активизировалась. Тем не менее во всём мире нередки случаи, когда подрывается сама возможность природы к воспроизводству возобновляемых ресурсов, когда в некоторых районах нарушается экологическое равновесие. Важную роль в уменьшении засорения окружающей среды должна сыграть промышленная технология, в первую очередь химическая.

Химическая технология охватывает множество производств, таких как основная химическая промышленность, металлургия, переработка топлива, тяжёлый органический синтез и другие.

Давая сравнительную экологическую оценку технологическим процессам, следует еще раз отметить, что

наибольший вред окружающей среде наносят технологии, основанные на химических методах. В настоящее время особенно остро стоит вопрос о разработке безотходных или малоотходных технологических процессов. По мнению специалистов в области охраны окружающей среды, безотходные технологические процессы являются единственным радикальным средством, позволяющим сохранить и рационально использовать природные ресурсы.

Дисциплина «Гидравлика и теплотехника» базируется на фундаментальных законах физики и химии, включает в себя разделы, связанные с изучением единичных процессов и аппаратов, наиболее широко используемых в химической технологии, называемых *основными*. Для осуществления безотходных и малоотходных технологий условимся называть их *основными экологическими процессами*.

Содержание разделов этой дисциплины во многом определяется задачами подготовки специалистов широкого профиля, способных не только представлять сложные физико-химические процессы в виде уравнений, но и воплощать их в конкретном технологическом и аппаратном оформлении, обеспечивающем строгие требования к качеству целевых продуктов, ресурсосбережению и экологической безопасности производств.

Настоящее учебное пособие подготовлено в соответствии с Государственными образовательными стандартами для бакалавров направления 280200.62 “Защита окружающей среды”; студентов специальностей 280201 “Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов” и 280202 “Инженерная защита окружающей среды”.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ИЗУЧАЕМОЙ ДИСЦИПЛИНЫ

Совокупность тел, взаимодействующих между собой, представляет систему. Изменение состояния какой-либо системы, ее непрерывное движение и развитие, происходящие в природе, производстве, лаборатории, обществе, представляют собой процесс.

Нами будут рассматриваться процессы, применяемые в определенных технологических целях.

Технология – наука о практическом применении законов физики, химии, биологии и других базисных наук для проведения технологических процессов. Эта наука возникла как самостоятельная отрасль знания в конце XVIII века в связи с ростом крупного машинного производства.

В технологии условно выделяют механическую и химическую технологии. Условно, потому что в современной промышленности сложно провести границу между двумя этими видами технологии.

Механическая технология изучает процессы, в которых изменяются только физические свойства или форма перерабатываемых материалов.

Химическая технология представляет собой набор физических и химических процессов и средств, с помощью которых исходное сырье превращается в целевые продукты (в промежуточное сырье, продукты потребления).

Химическая технология – наука широко разветвленная. Предметом ее изучения является производство кислот, щелочей, солей, продуктов переработки нефти, каменного угля, сухой перегонки дерева, отходов производства и др.

1.1. Классификация основных процессов и аппаратов

В зависимости *от закономерностей*, характеризующих протекание, процессы как химической, так и экологической технологий делят на пять основных групп.

Механические процессы, скорость которых связана с законами физики твёрдого тела. К ним относятся: измельчение, классификация, дозирование и смешение твёрдых сыпучих материалов. В настоящем учебном пособии эти процессы не рассматриваются. Следует отметить, что для осуществления безотходных и ресурсосберегающих технологических процессов, механические процессы имеют существенное значение для осуществления экологических технологий, например, при переработке отходов или вторичного сырья из пластических масс. Более подробные сведения о механических процессах следует искать в специальной литературе (например, в [20]).

Гидромеханические процессы, скорость протекания которых определяется законами гидромеханики. К ним относятся: сжатие и перемещение газов, перемещения жидкостей, твердых материалов, осаждение, фильтрование, перемешивание в жидкой фазе, псевдооживление и т. п.

Тепловые процессы, скорость протекания которых определяется законами теплопередачи. К ним следует отнести процессы: нагревания, выпаривания, охлаждения (естественного и искусственного), конденсации и кипения.

Массообменные (диффузионные) процессы, интенсивность которых определяется скоростью перехода вещества из одной фазы в другую, т.е. законами массопередачи. К диффузионным процессам относятся: абсорбция, ректификация, экстракция, кристаллизация, адсорбция, сушка и др.

Химические процессы связаны с превращением веществ и изменением их химических свойств. Скорость

этих процессов определяется закономерностями химической кинетики.

В научном и прикладном плане химические процессы совместно со всеми вышеперечисленными процессами в целом и определяют химико-технологические процессы, без которых невозможны безотходные технологии. Любой химический процесс сопровождается переносом импульса, теплоты, вещества; в ряде случаев именно явление переноса, а не собственно химическое превращение, определяет течение химического процесса и успех его в осуществлении.

Общие закономерности протекания химических процессов и принципы устройства реакторов рассматриваются в специальных дисциплинах.

В соответствии с перечисленным делением процессов аппараты классифицируют следующим образом: измельчающие и классифицирующие машины; гидромеханические, тепловые, массообменные аппараты; оборудование для осуществления химических превращений – реакторы.

По *организационно-технической структуре* процессы делятся на периодические и непрерывные.

В периодическом процессе отдельные стадии (операции) осуществляются в одном месте (аппарате, машине), но в разное время (рис. 1.1). В непрерывном процессе (рис. 1.2) отдельные стадии осуществляются одновременно, но в разных местах (аппаратах или машинах).

Непрерывные процессы имеют значительные преимущества: возможность специализации аппаратуры для каждой стадии, улучшение качества продукта, стабилизация процесса во времени, простота регулирования, возможность автоматизации и т.п.

При проведении процессов в любом из перечисленных аппаратов изменяются значения параметров перераба-

тываемых материалов. Параметрами, характеризующими процесс, являются давление, температура, концентрация, плотность, скорость потока, энтальпия и др.

Непрерывные процессы получили широкое и преимущественное распространение на всех крупных предприятиях химической и нефтехимической промышленности.

В зависимости от характера движения потоков и изменения параметров веществ, поступающих в аппарат, все аппараты могут быть разделены на три группы: аппараты *идеального (полного) смешения*, аппараты *идеального (полного) вытеснения* и аппараты *промежуточного типа*. Параметрами, определяющими состояние вещества в аппарате, называются величины, характерные для данного процесса, например: температура, давление, концентрация и т.п.

Наиболее удобно продемонстрировать особенности потока различной структуры на примере теплообменников непрерывного действия. На рис. 1.1 представлена схема теплообменника, работающего по принципу идеального вытеснения. Принимается, что в этом аппарате происходит «поршневое» течение потока без перемешивания. Температура одного из теплоносителей меняется по длине аппарата l от начальной температуры T_n до конечной T_k в результате того, что протекающие через аппарат последующие объёмы жидкости не смешиваются с предыдущими, полностью вытесняя их. Температура второго теплоносителя принята постоянной (конденсирующийся пар).

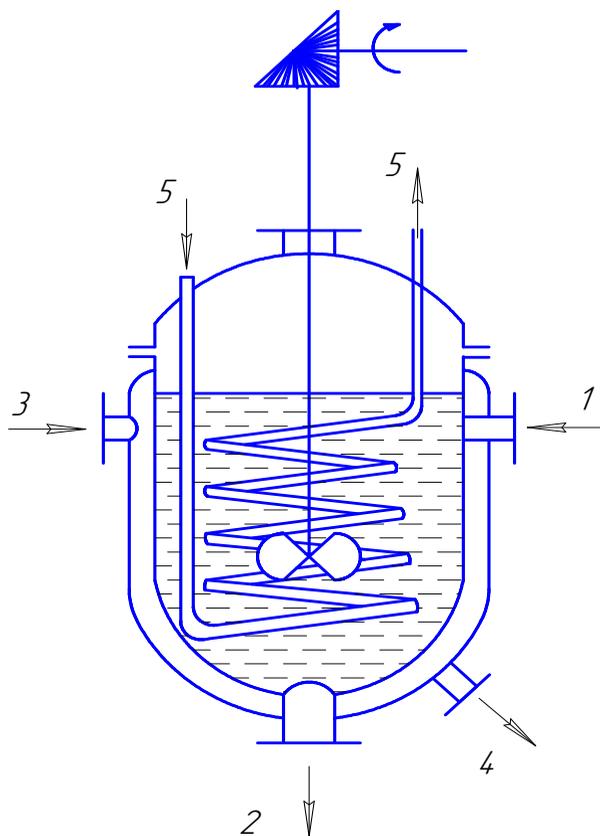


Рис. 1.1. Аппарат для проведения периодического процесса:
 1 – сырье; 2 – готовый продукт;
 3 – пар; 4 – конденсат; 5 – охлаждающая вода

В аппарате *идеального смешения* последующие и предыдущие объёмы жидкости идеально перемешаны, температура жидкости в аппарате постоянна и равна конечной T_k (рис. 1.2).

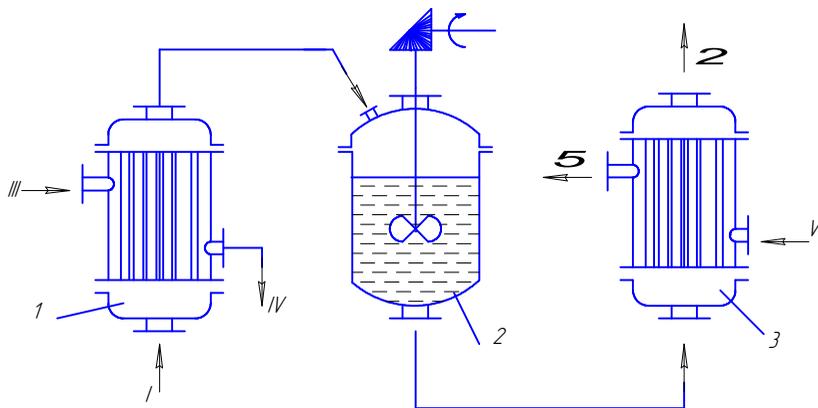


Рис. 1.2. Аппарат для проведения непрерывного процесса:
 1 – теплообменник-нагреватель; 2 – аппарат с мешалкой;
 3 – теплообменник-холодильник; I – сырье; II – готовый продукт;
 III – пар;
 IV – конденсат; V – охлаждающая вода

В реальных аппаратах не могут быть обеспечены ни условия идеального смешения, ни идеального вытеснения. На практике можно достигнуть только достаточно близкого приближения к этим схемам, поэтому реальные аппараты – это *аппараты промежуточного типа* (рис. 1.3).

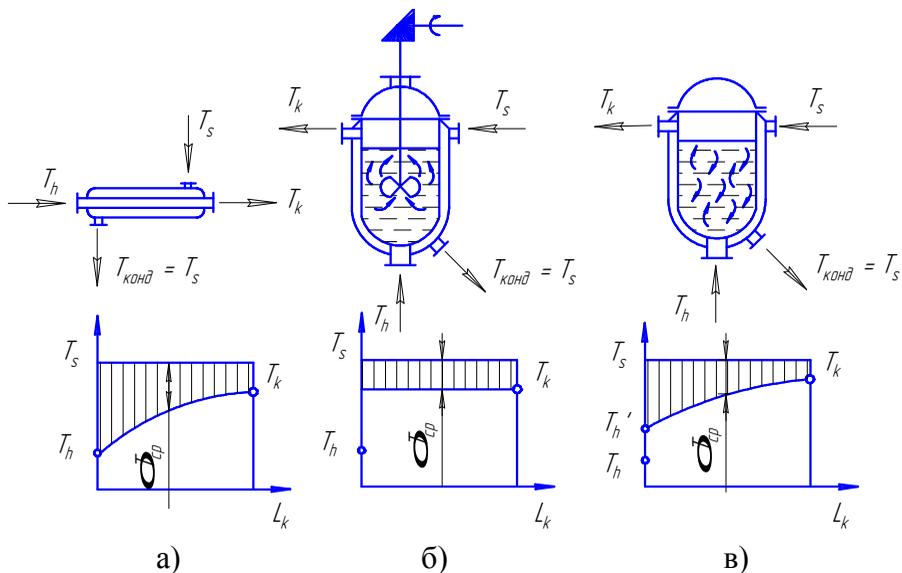


Рис. 1.3. Изменение температуры при нагревании жидкости в аппаратах различных типов: а – полного вытеснения; б – полного смешения; в – промежуточного типа

Движущая сила ΔT рассматриваемого процесса нагревания жидкости для любого элемента аппарата представляет разность $T_s - T$ между температурами греющего пара и нагреваемой жидкости.

Разница в протекании процессов в каждом из типов аппаратов становится особенно ясной, если рассмотреть, как изменяется движущая сила процесса ΔT в каждом из типов аппаратов. Из сравнения графиков следует, что максимальная движущая сила имеет место в аппаратах полного вытеснения, минимальная – в аппаратах полного смешения.

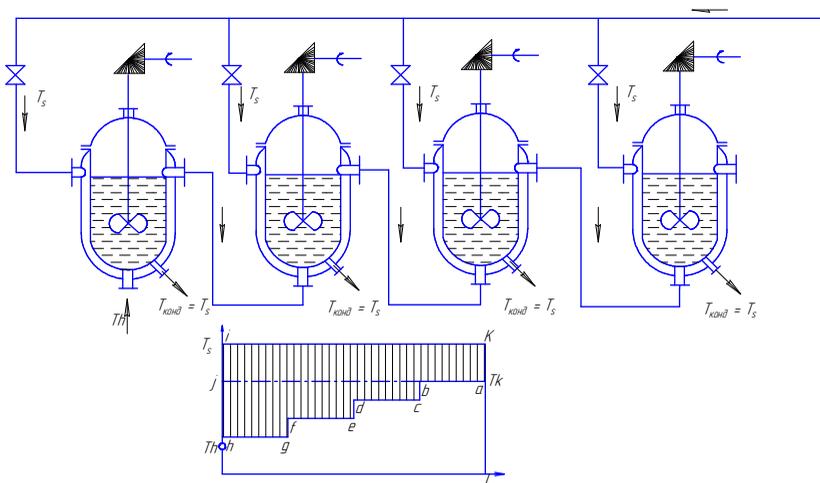


Рис. 1.4. Изменение движущей силы процесса при секционировании

Следует отметить, что движущая сила процессов в непрерывно действующих аппаратах идеального смешения может быть значительно увеличена путём разделения рабочего объёма аппарата на ряд секций.

Если объём аппарата идеального смешения разделить на n аппаратов и в них провести процесс, то движущая сила увеличится (рис. 1.4).

При увеличении числа секций в аппаратах идеального смешения значение движущей силы приближается к её значению в аппаратах идеального вытеснения, и при большом числе секций (порядка 8–12) движущие силы в аппаратах того и другого типа становятся приблизительно одинаковыми.

1.2. Кинетические закономерности основных процессов

Без знания кинетических закономерностей процессов не представляется возможным рассчитать основные размеры аппаратов.

Закономерности всех процессов могут быть сформулированы в виде общего закона: *скорость (интенсивность) процесса прямо пропорциональна движущей силе и обратно пропорциональна сопротивлению:*

$$I(\text{интенсивность}) = \frac{\Delta(\text{движущая сила})}{R(\text{сопротивление процессу})}.$$

Соотношение напоминает известный из физики закон Ома: ток в цепи (количество электронов q , протекающих по сечению проводника F за время $d\tau$) прямо пропорционален напряжению и обратно пропорционален сопротивлению цепи:

$$J = \frac{q}{F \cdot d\tau} = \frac{U}{R}.$$

Подобные соотношения для изучаемых нами процессов можно выразить следующим образом:

для гидромеханических – $J_1 = \frac{dV}{F \cdot d\tau} = \frac{\Delta p}{R_1} = k_1 \cdot \Delta p,$

тепловых – $J_2 = \frac{dQ}{F \cdot d\tau} = \frac{\Delta T}{R_2} = k_2 \cdot \Delta T,$

массообменных процессов –

$$J_3 = \frac{dM}{F \cdot d\tau} = \frac{\Delta c}{R_3} = k_3 \cdot \Delta c,$$

и химических превращений – $J_4 = \frac{dM}{V \cdot d\tau} = k_4 \cdot f(c)$,

где k_1, k_2, k_3 – коэффициенты скорости процессов; F – площадь сечения аппарата, поверхность теплообмена, поверхность контакта фаз; V – объем реактора; $\Delta p, \Delta T, \Delta c$ – движущие силы процессов: гидромеханического – разность давлений, теплового – разность температур, массообменного – разность концентраций соответственно; $f(c)$ – движущая сила химического процесса, которая является функцией концентраций реагирующих веществ.

Коэффициенты скорости зависят главным образом от скорости движения потоков материалов, поэтому вывод всех химических закономерностей основывается на законах движения материальных потоков – на гидродинамике.

Изучение законов движения реальных газов и жидкостей даёт возможность не только познать эти законы, но и усвоить метод изучения таких сложных технологических процессов, как теплопередача и тепло-, массообмен.

Современный опыт изучения сложных технологических процессов, разработанный школой отечественных учёных, созданной В.М. Кирпичевым, объединяет теоретический анализ с практическим опытом. Описывающие процесс дифференциальные уравнения, которые выводятся теоретическим путём, на основе теории подобия преобразуются в *обобщённые (критериальные) уравнения*. Эти уравнения затем по опытным данным приводятся к удобному расчётному виду. Основы теории подобия широко используются в дальнейшем при изучении всех химико-технологических процессов. При изучении всех процессов применяется один и тот же математический аппарат – однотипные дифференциальные и критериальные уравнения.

1.3. Общие принципы расчёта химических машин и аппаратов

При проведении анализа и расчета технологических процессов и аппаратов широкое применение получили уравнения баланса. Эти уравнения выступают в качестве математических выражений законов сохранения определенной субстанции (массы, количества движения, теплоты, вещества). Балансовые соотношения имеют место даже для таких ситуаций, когда законы сохранения не действуют. Так, балансовые соотношения могут быть записаны для одного из веществ, участвующих в химической реакции, в которой закон сохранения (массы, количества молей) именно этого вещества не выполняется, т.к. вещество может исчезать или возникать в ходе химической реакции. К подобной категории относятся балансовые соотношения объемов рабочих тел, энтропии, эксергии. Поэтому понятие баланса является более широким в сравнении с законом сохранения.

Составление балансовых соотношений производится в следующем порядке: определяется, для *какой субстанции* записывается баланс; выделяется *пространственный контур* и устанавливается *временной интервал*, для которого составляется баланс. Затем обозначают и выражают: потоки субстанции, входящие в контур (Q_{np} – приход) и выходящие из него (Q_{yx} – уход); источники субстанции ($Q_{ис}$) и ее стоки внутри контура ($Q_{см}$); накопление субстанции ($Q_{нак}$) или результат процесса ($Q_{рез}$) в контуре за исследуемый временной интервал.

В соответствии с перечисленными обозначениями основное балансовое соотношение будет иметь следующий вид:

$$+ Q_{пр} - Q_{ух} + Q_{ис} - Q_{ст} = Q_{нак} (Q_{рез}).$$

Основное балансовое соотношение может быть записано для любой характеристики объекта, относящейся к экстенсивным величинам, зависящим от количества вещества, участвующего в процессе.

Если в качестве субстанции выступает *масса или поток массы*, то в этом случае справедлив закон сохранения массы.

Баланс по веществу может быть записан для одного или нескольких участвующих в процессе компонентов либо для всех компонентов смеси.

Баланс импульса (количества движения) часто применяется при изучении механических и гидромеханических процессов. Балансовые выражения для количества движения, отнесенные к единице времени, приобретают форму *балансов взаимодействующих сил*. При переносе импульса в поле внешних массовых сил причины их появления лежат за пределами выделенного контура, поэтому внешние массовые силы трактуются как *источники* или *стоки* импульса внутри контура. В этом случае имеют в виду не *накопление*, а *результат* – изменение ситуации под влиянием равнодействующих сил.

При составлении *энергетического баланса* в качестве субстанции выступает тот или иной вид энергии, например тепловая, тогда энергетический баланс превращается в *тепловой*.

Пространственным контуром из технологической системы может быть выделен один аппарат, несколько аппаратов или бесконечно малая часть аппарата.

В качестве *временного интервала* выбирается время всего процесса от начала до конца либо от начала до промежуточного состояния. Для периодических процессов при составлении баланса в дифференциальной форме ис-

пользуется бесконечно малый промежуток времени. Для стационарных процессов в качестве временного интервала чаще всего выбирается промежуток времени, равный 1 с.

На практике основное балансовое соотношение может быть упрощено и записано в сокращенном виде.

Для стационарных процессов ($Q_{нак} = 0$):

$$+ Q_{пр} - Q_{ух} + Q_{ис} - Q_{ст} = 0.$$

В условия действия законов сохранения из балансовых соотношений выпадают источники и стоки:

$$+ Q_{пр} - Q_{ух} = Q_{нак},$$

и для стационарных процессов

$$+ Q_{пр} - Q_{ух} = 0.$$

Это соотношение зачастую представляется в виде

$$Q_{пр} = Q_{ух}.$$

Для изолированных систем нет приходов и уходов субстанции:

$$Q_{ис} - Q_{ст} = Q_{нак}.$$

Целью расчёта химических процессов и аппаратов является определение массовых потоков перерабатываемых сред (материалов), определение энергетических затрат, необходимых для осуществления процессов, и вычисление основных размеров машин и аппаратов.

Для инженера важно не только определение материальных и энергетических соотношений процесса, но и глубокий анализ его кинетических закономерностей. Анализ

процессов и расчёт аппаратов производят в следующей последовательности. Сначала, исходя из законов гидродинамики и термодинамики, выявляют условия равновесия и определяют *направление течения процесса*. По данным о равновесии устанавливают начальные и конечные значения параметров процессов. По величинам, характеризующим рабочие и равновесные параметры, определяют *движущую силу процесса*.

На основании закона сохранения материи составляют *материальный баланс*:

$$\sum M_H = \sum M_K .$$

Определяют тепловой эффект процесса и, исходя из закона сохранения энергии, составляют *тепловой баланс*:

$$\sum Q_H + Q_P = \sum Q_K + Q_{\Pi} ,$$

где Q_p – тепловой эффект процесса.

По полученным данным определяют основной размер аппарата: ёмкость, площадь поперечного сечения аппарата, поверхность нагрева, фазового контакта и т.д. Для определения основного размера аппарата используют общее соотношение

$$A = M /(\Delta \cdot k) ,$$

где M – количество материала (тепла), перерабатываемого в единицу времени.

Из соотношения следует, что движущая сила и коэффициент скорости процесса являются основными величинами при определении размеров аппарата. Нахождение

численных значений этих двух величин является самой сложной частью расчета аппаратуры, т.к. при этом приходится обоснованно решать вопросы масштабных переходов – распространения данных, полученных в лабораторных исследованиях, на промышленные объекты с использованием методов моделирования.

1.4. Применение метода моделирования для исследования и расчета процессов и аппаратов

Моделированием называется метод изучения существующего или создаваемого объекта, при котором вместо реального объекта изучается модель (другой объект меньшего размера), а полученные количественные результаты распространяются на реальный объект. Основным результатом моделирования заключается в *предсказании поведения реального объекта в рабочих условиях производства на основании расчета необходимых параметров оригинала по измеренным параметрам модели.*

Методы моделирования основаны на подобии различных объектов. *Подобными* называются такие объекты, у которых соответственные параметры, определяющие состояние объектов в пространстве и времени, отличаются только масштабом физических величин.

Модели делятся на знаковые (символические, мысленные) и реальные (вещественные, материальные).

Знаковые модели состоят из математических зависимостей, связывающих физико-химические, режимные и конструктивные параметры технологического процесса, отражающие в явной форме физическую сущность этого процесса. Такие модели содержат математическое описание процесса и называются *математическими*. Выбор способа описания (теория вероятностей, дифференциаль-

ные, интегральные и другие уравнения) определяется характером и сложностью изучаемой системы.

Математическому моделированию обязательно предшествует тщательное всестороннее изучение физико-химической сущности процесса.

Важной особенностью мысленных моделей является возможность описывать объект различными способами и с разной степенью упрощения. Во многих случаях целесообразно использование самых простых моделей (например, в термодинамике модель идеального газа для приближенного описания свойств реальных газов).

Математическое описание процессов практически реализуется составлением алгоритмов, с помощью которых на ЭВМ получают численные характеристики процессов. Варьируя исходные данные, переменные, влияющие на процесс, путем замены реального объекта математической моделью, с помощью численного эксперимента удаётся установить оптимальные условия проведения процесса. Получив решение, необходимо выявить его соответствие изучаемому объекту, проверить модель на *адекватность*.

Реальная (материальная) модель является физическим объектом, выполненным в металле, оснащенным приборами, снабженным рабочим (исследуемым) веществом и т.п.

Реальные модели подразделяются на физические и аналоговые.

Физическая реальная модель имеет одинаковую с изучаемым объектом физическую природу и воспроизводит его свойства. Например, гидродинамический процесс перемешивания в промышленной мешалке (реакторе) можно моделировать в лабораторной мешалке меньшего размера с применением другой «модельной» жидкости.

Аналоговая реальная модель основана на сходстве математического описания процессов различной физической природы и воспроизводит аналогию между законами, которые выражают сходные явления в реальном объекте и модели. Например, существует аналогия между законами переноса тепла, вещества, количества движения, фильтрацией жидкости через пористое тело, прохождением электрического тока и другими законами. Поэтому при определенных условиях возможен единый подход к разным по физической природе явлениям.

Рассмотрим различные по физической природе явления и их математические описания:

а) закон теплопроводности Фурье

$$q = -\lambda \nabla T ;$$

б) закон молекулярной диффузии Фика (перенос вещества)

$$j = -D \nabla C ;$$

в) закон внутреннего трения

$$\tau = -\mu \nabla w ;$$

г) закон Ома (перенос электричества)

$$i = -\chi \Delta u ;$$

д) закон фильтрации Дарси – Вейсбаха

$$w = -k \Delta p .$$

Все представленные дифференциальные уравнения *изоморфны*, т.е. имеют идентичную, одинаковую по форме математическую запись.

В уравнения входят:

- соответствующие градиенты: температуры ΔT , К/м; концентрации ΔC , кг/м⁴; скорости ΔW , 1/с; электрического потенциала Δu , В/м; давления Δp , Н/м²;
- соответствующие плотности потоков: тепла q , Вт/м²; вещества \dot{J} , кг/(м²с); количества движения τ , Н/м²; электричества \dot{i} , А/м²; жидкости W , м/(с·м²).

Коэффициентами пропорциональности между плотностями потоков и градиентами служат соответственно коэффициенты: теплопроводности λ , Вт/(м·К); диффузии D , м²/с; вязкости μ , Н·с/м²; удельной проводимости χ , А/(В·м); фильтрации k , Н·с/м².

Любой из указанных законов с введением размерных коэффициентов пропорциональности можно представить, например, на электрической модели как закон Ома, на гидравлической модели как закон течения жидкости и т.д. Так появились аналогии: электротепловая – ЭТА; электрогидродинамическая – ЭГДА и др.

В технологических процессах с моделированием чаще всего связывают экспериментальный метод, основанный на проведении опытов на физических материальных моделях с распространением результатов на реальный объект. Нередко при проведении заводских опытов моделью служит сам промышленный аппарат, что облегчает задачу масштабного перехода от модели к объекту. Однако в этом случае возможности варьирования параметров процесса ограничены и основаны лишь на наблюдаемых в промышленном процессе факторах. При таком экспериментальном исследовании могут выпасть из поля зрения некоторые факторы, действие которых может не проявляться в условиях наблюдаемого процесса.

Моделирование процессов и аппаратов осуществляют обычно в таком порядке:

- 1) составляют математическое описание процесса в виде уравнений, описывающих процесс, и условий однозначности;
- 2) выводят критерии подобия и из них выделяют критерий, содержащий искомую величину. Этот критерий (определяемый) выражается в неявной функции от остальных критериев, называемых определяющими;
- 3) из условий равенства критериев в модели и образце выбирают константы подобия для каждой из физических величин;
- 4) на основе этих данных рассчитывают и изготавливают модель, рабочий объем которой геометрически подобен рабочему объему промышленного аппарата. Масштаб модели определяют с учетом размеров и производительности аппарата, обеспечивая требуемые скорости, расходы, температуры и другие величины для рабочих тел;
- 5) принимают меры для того, чтобы при проведении опытов определяющие критерии в модели изменялись в тех же пределах, что и в промышленном аппарате.

При выполнении указанных требований все соответственные величины для модели и образца, характеризующие явление, будут пропорциональны между собой, при этом подобие натуре наступит по всему объему модели.

2. ГИДРОДИНАМИКА И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

2.1. Физические свойства жидкостей и газов

В гидромеханике принято объединять жидкости, газы и пары под одним названием – жидкости. Это связано с тем, что законы движения жидкостей и газов (паров) одинаковы, если их скорости значительно ниже скорости звука. *Жидкостями* называются все вещества, обладающие текучестью при приложении к ним самых незначительных сил сдвига.

При выводе основных закономерностей в гидромеханике также вводится понятие идеальной жидкости, которая, в отличие от реальной (вязкой) жидкости, абсолютно несжимаема под действием давления, не изменяет плотности при изменении температуры и не обладает вязкостью.

Масса жидкости, содержащаяся в единице объема V , представляет собой *плотность* тела

$$\rho = m / V .$$

Величина, обратная плотности и представляющая собой объем, занимаемый единицей массы, называется *удельным объемом*:

$$v = V / m = 1 / \rho .$$

Вес единицы объема жидкости называется *удельным весом*:

$$\gamma = G / V .$$

Удельный вес жидкости и её плотность связаны соотношением

$$\gamma = \rho \cdot g .$$

Плотность, удельный объем и удельный вес относятся к важнейшим характеристикам жидкостей.

Реальные жидкости делятся на капельные и упругие. *Капельные* жидкости несжимаемы и обладают малым коэффициентом объемного расширения. Объем *упругих* жидкостей изменяется при изменении температуры и давления (газы, пары). В большинстве технических задач газы полагают идеальными. Состояние идеального газа описывается уравнением Клапейрона-Менделеева

$$pV = m / M \cdot RT ,$$

где R – универсальная газовая постоянная, равная 8314 Дж/(кмоль·К).

Это уравнение можно записать для расчета плотности газа

$$\rho = m / V = (pM) / (RT) .$$

В ряде задач необходимо учитывать также состояние жидкостей. Для изоэнтропийных процессов в жидкости можно применять уравнение Тета

$$(p + p^*) \cdot v^n = const ,$$

где P^* – давление молекулярного взаимодействия; n – коэффициент, зависящий от свойств жидкостей. Для воды $P^* \approx 3,2 \cdot 10^8$ Па, $n \approx 7,15$.

В зависимости от температуры и давления вещество может находиться в трех агрегатных состояниях: твердом, жидком и газообразном. В твердых телах молекулы взаимосвязаны между собой, расположены в определенном порядке и совершают только тепловое колебательное движение. Вероятность покинуть занимаемое молекулой (атомом) место мала. Поэтому твердые тела сохраняют заданную форму и объем.

В жидкостях тепловое движение молекул существенно выше, часть молекул получает достаточную энергию возбуждения и покидает свои места. Поэтому в жидкости молекулы перемещаются по всему объему, но их кинетическая энергия остается недостаточной для выхода за пределы жидкости. В этой связи жидкости сохраняют свой объем.

В газах тепловое движение еще больше, молекулы удалены настолько, что взаимодействие между ними становится недостаточным для удержания на определенном удалении, т.е. газ имеет возможность беспредельно расширяться.

Свободное перемешивание молекул в жидкостях и газах приводит к тому, что они изменяют свою форму при приложении сколь угодно малого силового действия. Это явление называют *текучестью*. Жидкости и газы принимают форму того сосуда, в котором они содержатся.

В результате хаотического движения молекулы в газе претерпевают столкновения. Процесс столкновения молекул характеризуется эффективным диаметром молекул, под которым понимается минимальное расстояние между центрами молекул при их сближении. Расстояние, которое

молекула проходит между столкновениями, называется свободным пробегом молекулы.

В результате переноса количества движения при переходе молекул, движущихся в слоях с разными скоростями, возникает касательная сила, действующая между этими слоями. Свойство жидкости и газа сопротивляться сдвигающим усилиям называют *вязкостью*.

Расположим в жидкой среде пластину 1 на некотором расстоянии от стенки (рис. 2.1).

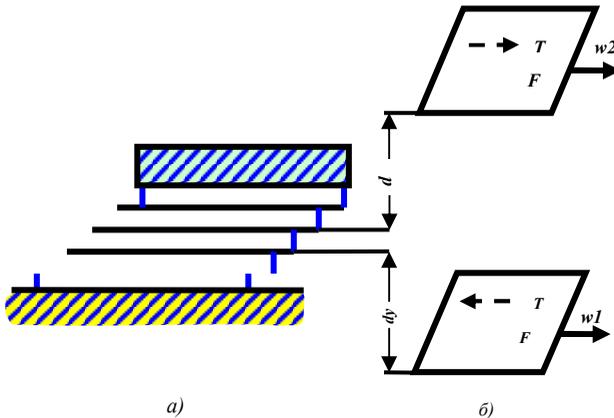


Рис.2.1.

Пусть пластинка движется относительно стенки 2 со скоростью w . Так как жидкость будет увлекаться пластиной, то в зазоре установится послойное течение жидкости со скоростями, изменяющимися от 0 до w . Выделим в жидкости слой толщиной dy . Очевидно, что скорости нижней и верхней поверхностей слоя будут отличаться по

толщине на dw . В результате теплового движения молекулы непрерывно переходят из нижнего слоя в верхний и обратно. Так как их скорости различны, то их количества движения тоже различны. Но, переходя из слоя в слой, они должны принимать количество движения, характерное данному слою, т.е. будет иметь место непрерывное изменение количества движения, от чего появится касательная сила между слоями.

Обозначим через dT касательную силу, действующую на поверхность слоя площадью dF , тогда

$$dT = \mu \cdot dF \cdot dw / dy = \mu \cdot dF \cdot \text{grad} w .$$

Опыт показывает, что касательная сила T , которую надо приложить для сдвига, тем больше, чем больше градиент скорости dw/dy , характеризующий изменение скорости, приходящейся на единицу расстояния по нормали между слоями. Кроме того, сила T пропорциональна площади соприкосновения F слоев, т.е.

$$\tau = -\mu \frac{dw}{dy} .$$

В такой форме уравнение выражает закон *внутреннего трения Ньютона*, согласно которому *напряжение внутреннего трения, возникающее между слоями жидкости при ее течении, прямо пропорционально градиенту скорости.*

Знак минус в правой части уравнения указывает на то, что касательное напряжение тормозит слой, движущийся с относительно большой скоростью.

Коэффициент пропорциональности μ в приведенных уравнениях называется *динамическим коэффициентом вязкости*.

Размерность динамического коэффициента вязкости в СИ может быть выражена как

$$\mu = \frac{dT \cdot dy}{dF \cdot dw} = \left[\frac{H \cdot m}{m^2 \cdot m/c} \right] = [Pa \cdot c].$$

Вязкость жидкостей также можно характеризовать кинематическим коэффициентом вязкости

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}.$$

Вязкость капельных жидкостей снижается с возрастанием температуры, газов – растет. При умеренном давлении вязкость газов от давления не зависит, однако, начиная с некоторого давления, вязкость возрастает при его увеличении.

Причины разных зависимостей от температуры для газов и жидкостей в том, что вязкость газов имеет молекулярно-кинетическую природу, а капельных жидкостей зависит от сил сцепления между молекулами.

В ряде процессов химической технологии капельная жидкость при движении соприкасается с газом (или паром) или с другой капельной жидкостью, практически не смешивающейся с первой.

Силовое взаимодействие молекул, которые находятся на поверхности жидкости, и молекул, расположенных вдали от нее, неодинаково. Молекула, расположенная на поверхности, находится в симметричном силовом состоянии,

верхняя часть силового поля ее вынуждена взаимодействовать с молекулами, находящимися под поверхностью. В результате этого потенциальная энергия связи в поверхностном слое увеличивается, а сам слой находится в более напряженном состоянии. Это явление называют *поверхностным натяжением*.

Потенциальная энергия связи в поверхностном слое

$$dE = \sigma \cdot dF ,$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения; dF – представляет собой поверхность жидкости, имеющей порядок dl^2 .

Энергию dE можно представить как некоторую силу, совершающую работу на пути dl , поэтому

$$dZdl = \sigma \cdot dl^2 ,$$

или

$$dZ = \sigma \cdot dl .$$

Таким образом, поверхность жидкости стягивается силой dZ пропорциональной длине, на которой она действует. Эту силу называют силой поверхностного натяжения.

Поверхностное натяжение проявляется в том, что выделенный объем жидкости стремится принять сферическую форму, особенно это заметно на малых объемах – каплях. Действие силы поверхностного натяжения приводит к увеличению давления внутри капли, направленного внутрь жидкости по нормали к ее поверхности.

Поверхностное натяжение уменьшается с увеличением температуры. С величиной σ связаны характеристики

смачивания капельными жидкостями твердых материалов. Смачивание оказывает существенное влияние на гидродинамические условия протекания процессов в абсорбционных и ректификационных аппаратах, конденсаторах и т.п.

Поверхностное натяжение значительно влияет на диспергирование одной жидкости в другой, с ней не смешивающейся, и поэтому существенно сказывается на гидродинамических условиях проведения процессов жидкостной экстракции.

2.2. Основные уравнения покоя и движения жидкостей

Гидромеханические процессы, связанные с перемещением жидкостей, сжатием и перемещением газов, иногда называют *гидравлическими* по названию раздела гидромеханики – гидравлике, рассматривающей жидкости и газы как рабочие тела различных технических систем.

Гидравлика представляет собой науку, изучающую законы равновесия и механического движения жидкостей и разрабатывающую методы применения этих законов для различных прикладных задач.

Гидравликой рассматриваются вопросы покоя и движения жидкостей в двух разделах – гидростатике и гидродинамике. *Гидростатика* рассматривает законы равновесия в состоянии покоя, *гидродинамика* – законы движения жидкостей и газов.

2.2.1. Дифференциальные уравнения равновесия Эйлера для покоящейся жидкости

В гидростатике равновесие жидкостей рассматривается в состоянии относительного покоя, при котором в движущейся жидкости ее частицы не перемещаются друг

относительно друга. Силы внутреннего трения отсутствуют, поэтому жидкость можно считать идеальной.

В состоянии покоя форма объема жидкости не изменяется и подобно твердому телу перемещается как единое целое.

Независимо от вида покоя на жидкость действуют силы тяжести и давления. В случае относительного покоя необходимо учитывать силу инерции переносного движения жидкости. Соотношение между силами, действующими на жидкость, находящуюся в состоянии покоя, который и определяет условия равновесия этой жидкости, выражается дифференциальными уравнениями равновесия Эйлера.

В объеме жидкости, находящейся в покое (рис. 2.2), выделим элементарный параллелепипед объемом dV с ребрами dx , dy , dz , расположенными параллельно осям координат x , y , и z .

Согласно основному принципу статики, *сумма проекций на оси координат всех сил, действующих на элементарный объем, находящийся в равновесии, равна нулю.*

Запишем уравнения равновесия для осей x , y , z :

$$p \cdot dy \cdot dz - dy \cdot dz \cdot \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) = 0 ;$$

$$p \cdot dx \cdot dz - dx \cdot dz \cdot \left(p + \frac{\partial p}{\partial y} dy \right) = 0 ;$$

$$-\rho g \cdot dx \cdot dy \cdot dz + p \cdot dx \cdot dy - \left(p + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) \cdot dx \cdot dy = 0 .$$

Раскрыв скобки, получим:

$$p \cdot dy \cdot dz - p \cdot dz \cdot dy - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx \cdot dy \cdot dz = 0,$$

$$p \cdot dx \cdot dz - p \cdot dx \cdot dz - \frac{\partial p}{\partial y} \cdot dx \cdot dy \cdot dz = 0,$$

$$- \rho \cdot g \cdot dx \cdot dy \cdot dz + p \cdot dx \cdot dy - p \cdot dx \cdot dy - \frac{\partial p}{\partial z} \cdot dx \cdot dy \cdot dz = 0$$

После преобразований получим дифференциальные уравнения Эйлера:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = 0; \quad -\frac{\partial p}{\partial y} = 0; \quad -\rho g - \frac{\partial p}{\partial z} = 0.$$

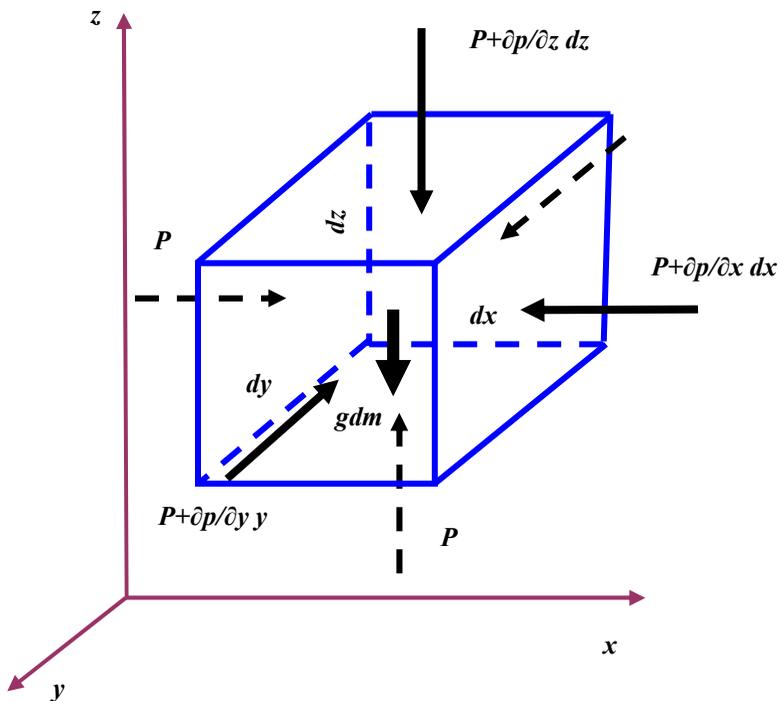


Рис. 2.2. К выводу дифференциальных уравнений равновесия Эйлера

Для нахождения закона распределения давления во всем объеме покоящейся жидкости $p=f(x, y, z)$ необходимо проинтегрировать систему уравнений.

Основное уравнение гидростатики. Из уравнений следует, что $p=f(z)$, т.к. и $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$, иначе жидкость должна была бы двигаться по горизонтали.

В этом случае частная производная $\frac{\partial p}{\partial z}$ изменяется на полную производную $\frac{dp}{dz}$, тогда

$$-\frac{dp}{dz} - \rho g = 0, \quad -dp - \rho g \cdot dz = 0, \quad dz + \frac{1}{\rho g} dp = 0,$$

$$dz + d\left(\frac{p}{\rho g}\right) = 0,$$

$$\text{или } d\left(z + \frac{p}{\rho g}\right) = 0.$$

После интегрирования

$$z + \frac{p}{\rho g} = \text{const} . \quad (2.1)$$

Для двух произвольных горизонтальных плоскостей 1 и 2 основное уравнение гидростатики имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} .$$

Это уравнение можно записать как

$$z_0 \cdot \rho g + p_0 = z \rho g + p ,$$

или

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z). \quad (2.2)$$

Уравнение (2.2) является выражением закона Паскаля, согласно которому давление, создаваемое в любой точке покоящейся несжимаемой жидкости, передается одинаково всем точкам ее объема.

При изменении p_0 в точке z_0 на какую-либо величину давление p во всякой другой точке изменяется на эту же величину (рис. 2.3).

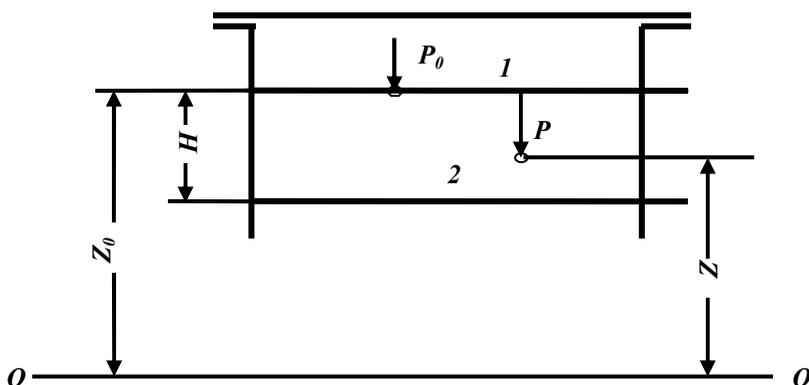


Рис. 2.3. К основному уравнению гидростатики

2.2.2. Практическое приложение уравнений гидростатики

Принцип сообщающихся сосудов. Пусть два открытых сообщающихся сосуда заполнены жидкостью плотностью ρ (рис. 2.4). Рассмотрим произвольную плоскость сравнения $\theta-\theta$ и некоторую точку A внутри жидкости, лежащую в этой плоскости. Если считать точку A принадлежащей левому сосуду, то, согласно уравнению (2.2), давление в этой точке

$$p = p_{am} + \rho g z'_0.$$

Если считать точку A принадлежащей правому сосуду, то давление в ней

$$p = p_{am} + \rho g z''_0$$

($z'_0 = z''_0 = 0$, т.к. плоскость $\theta-\theta$ проходит через точку A).

При равновесии для каждой точки давление одинаково в любом направлении, иначе бы происходило перемещение жидкости. Следовательно,

$$p_{am} + \rho g z'_0 = p_{am} + \rho g z''_0$$

или

$$z'_0 = z''_0.$$

Аналогичный вывод можно сделать, если рассмотреть сообщающиеся сосуды, в которых давление над свободной поверхностью жидкости одинаково.

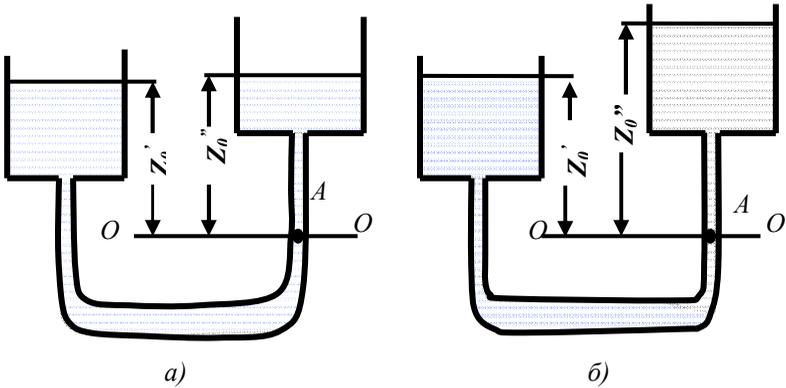


Рис. 2.4. Условия равновесия в сообщающихся сосудах:
 а – однородная жидкость; б – разнородные (не-
 смешивающиеся) жидкости

Таким образом, в открытых или закрытых сообщающихся сосудах, находящихся под одинаковым давлением и заполненных однородной жидкостью, уровни последней располагаются на одной высоте независимо от формы и поперечного сечения сосудов.

Если сосуды заполнены одной жидкостью плотностью ρ , но давления над уровнем жидкости в них неодинаковы и равны p' и p'' , то

$$p' + \rho g z'_0 = p'' + \rho g z''_0,$$

откуда

$$z''_0 - z'_0 = (p' - p'') / \rho g. \quad (2.3)$$

Уравнение (2.3) применяется при измерении давлений или разностей давлений с помощью дифференциальных U -образных манометров.

Пневматическое измерение количества жидкости в подземных резервуарах. Для контроля за количеством жидкости в подземном резервуаре устанавливают трубу, нижний конец которой доходит почти до днища. Давление над жидкостью в резервуаре равно p_0 .

По трубе подают сжатый воздух или другой газ, постепенно повышая его давление, измеряемое манометром. Когда воздух преодолит сопротивление столба жидкости в резервуаре и начнет барботировать через слой жидкости, давление, измеряемое манометром, перестанет возрастать и станет равным:

$$p = p_0 + \rho g z_0 .$$

Отсюда уровень жидкости в резервуаре

$$z_0 = (p - p_0) / \rho g .$$

По величине z_0 и известной площади поперечного сечения резервуара определяют объем находящейся в нем жидкости.

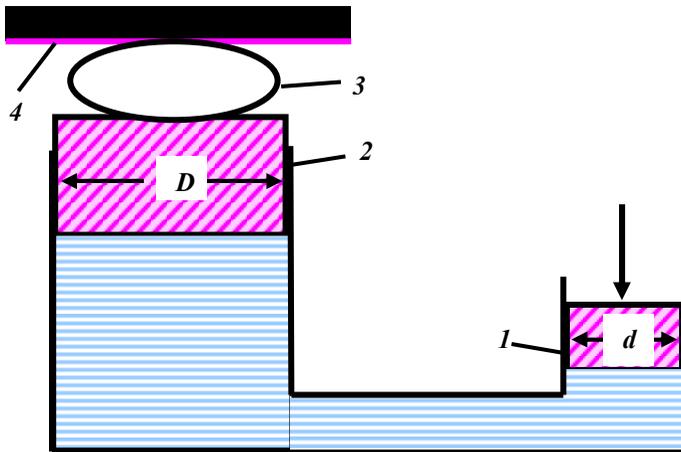


Рис. 2.5. Схема гидравлического пресса:
 1, 2 – цилиндры пресса; 3 – изделие; 4 – неподвижная плита

Гидростатические машины. На использовании основного уравнения гидростатики основана работа гидравлических прессов, домкратов, гидроцилиндров и др. Если в гидропрессе (рис. 2.5) приложить небольшое усилие к поршню 1, перемещаемому в цилиндре меньшего диаметра d , и создать давление p на поршень, то, согласно закону Паскаля, такое же давление p будет приходиться на поршень 2 в цилиндре с большим диаметром D , при этом сила давления на поршень 1 составит

$$P_1 = p\pi d^2 / 4 ,$$

а сила давления на поршень 2 составит

$$P_2 = p\pi D^2 / 4 .$$

В результате поршень в цилиндре большего диаметра передает силу давления во столько раз большую, чем сила, приложенная к поршню в цилиндре меньшего диаметра, насколько поперечное сечение цилиндра 2 больше, чем цилиндра 1.

Давление жидкости на дно и стенки сосуда. Если жидкость помещена в сосуд любой формы, то гидростатическое давление во всех точках горизонтального дна сосуда одинаково, а давление на боковые стенки возрастает с увеличением глубины погружения.

Гидростатическое давление на дно сосуда в соответствии с уравнением гидростатики

$$p = p_0 + \rho g H ,$$

где H – высота жидкости в сосуде.

Сила давления на горизонтальное дно не зависит от формы сосуда и объема жидкости в нем и определяется лишь только высотой столба жидкости и площадью дна сосуда:

$$P = pF = (p_0 + \rho g H)F .$$

Гидростатическое давление жидкости на вертикальную стенку изменяется по высоте. Сила давления на стенку рассчитывается по формуле

$$P = (p_0 + \rho g h_y)F ,$$

где h_y – расстояние от верхнего уровня жидкости до центра тяжести смоченной площади F стенки.

2.2.3. Основные характеристики движения жидкостей

Движущей силой при течении жидкости является разность давлений, которая создается с помощью насосов или компрессоров либо вследствие разности уровней или плотностей жидкости.

Знание законов гидродинамики позволяет находить Δp , необходимое для перемещения заданного количества жидкости с требуемой скоростью, а значит, и расход энергии на это перемещение или, наоборот, определить скорость и расход жидкости при заданном Δp .

Различают внутреннюю, внешнюю и смешанную задачи гидродинамики.

К *внутренней* задаче гидродинамики относятся вопросы изучения закономерностей движения жидкости и газов внутри труб и каналов. *Внешняя* задача связана с изучением закономерностей обтекания жидкостями и газами различных тел (процессы осаждения, механического перемешивания и т.д.).

Смешанная задача заключается в изучении движения жидкости и газов через зернистые и пористые слои твердых материалов. Жидкость в этом случае движется одновременно внутри каналов сложной формы и обтекает твердые частицы (процессы фильтрования, течения жидкостей и газов через насадки массообменных аппаратов, реакторов с твердым катализатором и т.п.).

Скорость и расход жидкости. Количество жидкости, протекающей через поперечное сечение потока в единицу времени, называется *расходом* жидкости.

Различают *объемный* (m^3/c) и *массовый* ($кг/c$) расходы.

В разных точках поперечного сечения потока скорости частиц жидкости неодинаковы, поэтому в расчетах ис-

пользуют не истинные (локальные) скорости, а фиктивную среднюю скорость: $w_{cp} = \bar{V} / F$.

Объемный расход жидкости: $\bar{V} = w_{cp} F$,

массовый расход: $\bar{M} = \rho \cdot w_{cp} \cdot F = \bar{m} \cdot F$,

массовая скорость жидкости: $\bar{m} = \rho \cdot w_{cp}$.

Гидравлический радиус и эквивалентный диаметр.
При движении жидкости через площадь поперечного сечения любой формы, отличающейся от круглой, в качестве расчетного линейного размера применяют гидравлический радиус или эквивалентный диаметр.

Гидравлический радиус $r_2 = F / \Pi$ представляет собой отношение площади поперечного сечения трубы или канала, через которое протекает жидкость, к смоченному периметру.

Для круглой трубы $r_2 = \frac{\pi \cdot d^2 / 4}{\pi d} = d / 4$.

Диаметр, выраженный через гидравлический радиус, представляет собой эквивалентный диаметр $d = d_{\text{э}} = 4 \cdot r_2$, следовательно, $d_{\text{э}} = 4F / \Pi$.

Эквивалентный диаметр равен диаметру гипотетического трубопровода круглого сечения, для которого отношение площади F к смоченному периметру Π то же, что и для заданного трубопровода некруглого сечения.

Для квадрата со сторонами a и b эквивалентный диаметр

$$d_{\text{э}} = 4F / \Pi = 4ab / 2(a + b).$$

Для кольцевого сечения с внутренним диаметром D большого трубопровода и наружным малого d

$$d_{\text{э}} = 4F / \Pi = 4(\pi D^2 / 4 - \pi d^2 / 4) / (\pi D + \pi d) = D - d.$$

Для круглой трубы $d_{\text{э}} = 4F / \Pi = 4\pi d^2 / (4\pi d) = d.$

Установившиеся и неуставившиеся потоки. Движение жидкости называется *установившимся* или *стационарным*, если скорости частиц потока и другие параметры, влияющие на его движение, например ρ, p, T , не изменяются во времени в каждой фиксированной точке пространства. Расходы жидкости при установившемся течении через поперечные сечения канала также не зависят от времени.

При установившемся движении жидкости проекция скорости $w_x = f(x, y, z)$ может быть переменной в любой из точек (x, y, z) , но не меняется со временем, т.е.

$$\frac{dw_x}{d\tau} = 0.$$

В отличие от стационарного при *неустановившемся* или *нестационарном* потоке факторы, влияющие на движение жидкости, изменяются во времени:

$$w_x = f(x, y, z, \tau), \text{ т.е. } \frac{dw_x}{d\tau} \neq 0.$$

Установившиеся условия движения жидкости характерны для непрерывных процессов химической технологии. Неустановившееся течение жидкости происходит главным образом в периодических процессах или возникает кратковременно в непрерывных процессах в период пуска или изменения режима работы установки.

Для каждой движущейся частицы жидкости изменение ее параметров во времени и пространстве выражается не частной, а полной производной во времени, называемой в гидродинамике *субстанциональной производной*. По смыслу ее называют *производной, следующей за потоком*.

Обозначим через u любую величину, изменяющуюся в потоке жидкости как во времени, так и в пространстве, например: плотность, давление, температуру, концентрацию или любую из составляющих скорости W жидкости в направлении осей координат W_x, W_y, W_z .

Допустим, что при наблюдении за движением потока можно мгновенно регистрировать значение параметра u в каждый момент времени и в любой точке потока. Изменение параметра u в единицу времени для фиксированной точки пространства $(x, y, z) = const$ выражается частной производной $\partial u / \partial \tau$, а изменение u в указанной точке за бесконечно малый промежуток времени $d\tau$ составляет $\frac{\partial u}{\partial \tau} d\tau$. Это изменение является *местным* или *локальным* изменением данной переменной. При установившемся движении $\partial u / \partial \tau = 0$.

Если наблюдатель перемещается вместе с потоком, с какой-либо частицей, то за время $d\tau$ частица потока переместится из точки A с координатами (x, y, z) в точку B с координатами $(x + dx)$, $(y + dy)$ и $(z + dz)$.

В результате перемещения из точки A в точку B изменения u , соответствующие проекциям пути dx, dy, dz , равны $\frac{\partial u}{\partial x} dx$, $\frac{\partial u}{\partial y} dy$ и $\frac{\partial u}{\partial z} dz$. Эти изменения не связаны с изменением u во времени в какой-либо фиксированной точке пространства. Если бы не было локального изменения u , то при переходе частицы из точки A в точку B значение u изменилось бы на величину

$$du = \frac{\partial u}{\partial x} dx + \frac{\partial u}{\partial y} dy + \frac{\partial u}{\partial z} dz .$$

Это выражение представляет собой *конвективное* изменение параметра u . Полное изменение u при неустановившемся движении представляет собой сумму *локального и конвективного изменений*

$$du = \frac{\partial u}{\partial \tau} d\tau + \frac{\partial u}{\partial x} dx + \frac{\partial u}{\partial y} dy + \frac{\partial u}{\partial z} dz ,$$

откуда изменение параметра за малый промежуток времени

$$\frac{du}{d\tau} = \frac{\partial u}{\partial \tau} + \frac{\partial u}{\partial x} \frac{dx}{d\tau} + \frac{\partial u}{\partial y} \frac{dy}{d\tau} + \frac{\partial u}{\partial z} \frac{dz}{d\tau} , \quad \frac{dx}{d\tau} = w_x ,$$

$$\frac{dy}{d\tau} = w_y , \quad \frac{dz}{d\tau} = w_z ,$$

тогда
$$\frac{du}{d\tau} = \frac{\partial u}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial u}{\partial x} + w_y \frac{\partial u}{\partial y} + w_z \frac{\partial u}{\partial z} .$$

При установившемся движении $\frac{\partial u}{\partial \tau} = 0$,

$$\frac{du}{d\tau} = w_x \frac{\partial u}{\partial x} + w_y \frac{\partial u}{\partial y} + w_z \frac{\partial u}{\partial z}.$$

Последние выражения представляют собой субстанциональную производную для неустановившегося и установившегося течения жидкости. Они характеризуют изменение какого-либо параметра или свойства материи (субстанции) во времени при перемещении материальных частиц в пространстве. С учетом специфики понятия субстанциональную производную зачастую обозначают $\frac{Du}{D\tau}$

вместо $\frac{du}{d\tau}$.

2.2.4. Уравнение неразрывности (сплошности) потока

Это уравнение представляет собой зависимость между скоростями в потоке жидкости, для которого соблюдается условие сплошности, или неразрывности течения, т.е. в жидкости не образуется незаполненных пустот.

Уравнение выражает фундаментальный закон сохранения массы (расхода).

Дифференциальное уравнение неразрывности для неустановившегося течения имеет вид

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0.$$

В установившемся потоке плотность не меняется во времени $\left(\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = 0\right)$, поэтому уравнение неразрывности выглядит так:

$$\frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0.$$

Для капельных жидкостей, которые практически несжимаемы, а также для газов в условиях изотермического потока при скоростях, меньших скорости звука, $\rho = const$, следовательно, уравнение неразрывности примет вид

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0.$$

Для трубопровода постоянного сечения в результате интегрирования дифференциального уравнения неразрывности для установившегося однонаправленного движения жидкости (в направлении оси x) получается зависимость

$$\rho w_{cp} = const .$$

Если же площадь сечения трубопровода переменна, то интегрирование по площади приводит к зависимости

$$\rho \cdot w_{cp} \cdot F = const . \quad (2.4)$$

Для трех сечений трубопровода одного и того же потока жидкости (рис. 2.6):

$$\rho_1 \cdot w_{cp1} \cdot F_1 = \rho_2 \cdot w_{cp2} \cdot F_2 = \rho_3 \cdot w_{cp3} \cdot F_3,$$

или для массового расхода жидкости в трубопроводе переменного сечения:

$$M_1 = M_2 = M_3 = M .$$

Согласно уравнению постоянства расхода, *при установившемся течении жидкости, полностью заполняющей трубопровод, через каждое его поперечное сечение проходит в единицу времени одно и то же количество жидкости*

$$\bar{M} = \rho \cdot w_{cp} \cdot F = \rho \cdot V ,$$

при $\rho = const$

$$\rho_1 \cdot w_{cp1} = \rho_2 \cdot w_{cp2} = \rho_3 \cdot w_{cp3} = const \quad (2.5)$$

или для объемного расхода жидкости в трубопроводе переменного сечения

$$\bar{V}_1 = \bar{V}_2 = \bar{V}_3 = \bar{V} .$$

Из уравнения (2.5) следует, *что скорости капельной жидкости в различных поперечных сечениях трубопровода обратно пропорциональны площадям этих сечений.*

В соответствии с уравнением (2.4), массовый расход жидкости через начальное сечение трубопровода равен ее расходу через конечное сечение трубопровода (рис. 2.6). Таким образом, уравнение неразрывности является частным случаем закона сохранения массы и выражает материальный баланс потока.

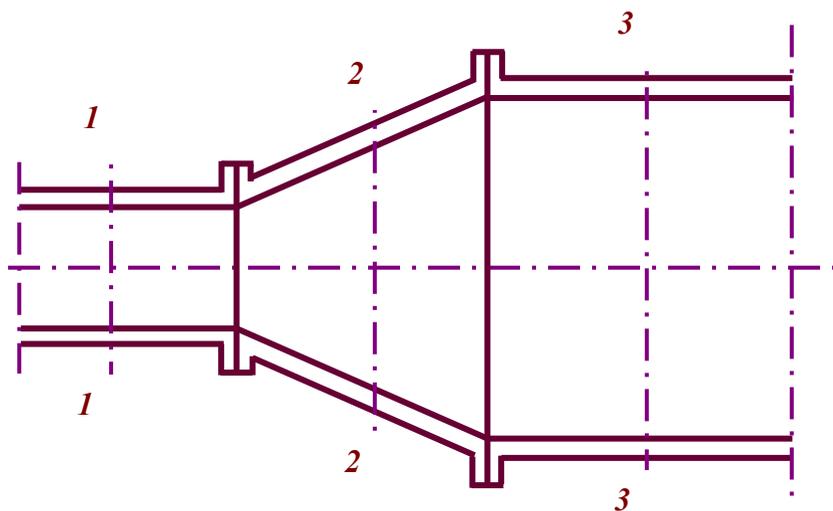


Рис. 2.6. К выводу уравнения (2.4)

2.2.5. Режимы движения жидкостей

Характер движения жидкости зависит от скорости ее течения. Этот вопрос был решен в 1883 г. О. Рейнольдсом, который поставил простой убедительный опыт. Установка О. Рейнольдса показана на рис. 2.7. Характер движения жидкости устанавливается по степени размытости струйки подкрашенной жидкости, истекающей по трубке 2 из сосу-

да 1. В зависимости от высоты уровня жидкости в сосуде 1 устанавливалась та или иная скорость течения.

При малых скоростях течения струя окрашенной жидкости 3 не размывалась, что указывало на послойный характер движения жидкости. Такие течения были названы *ламинарными*.

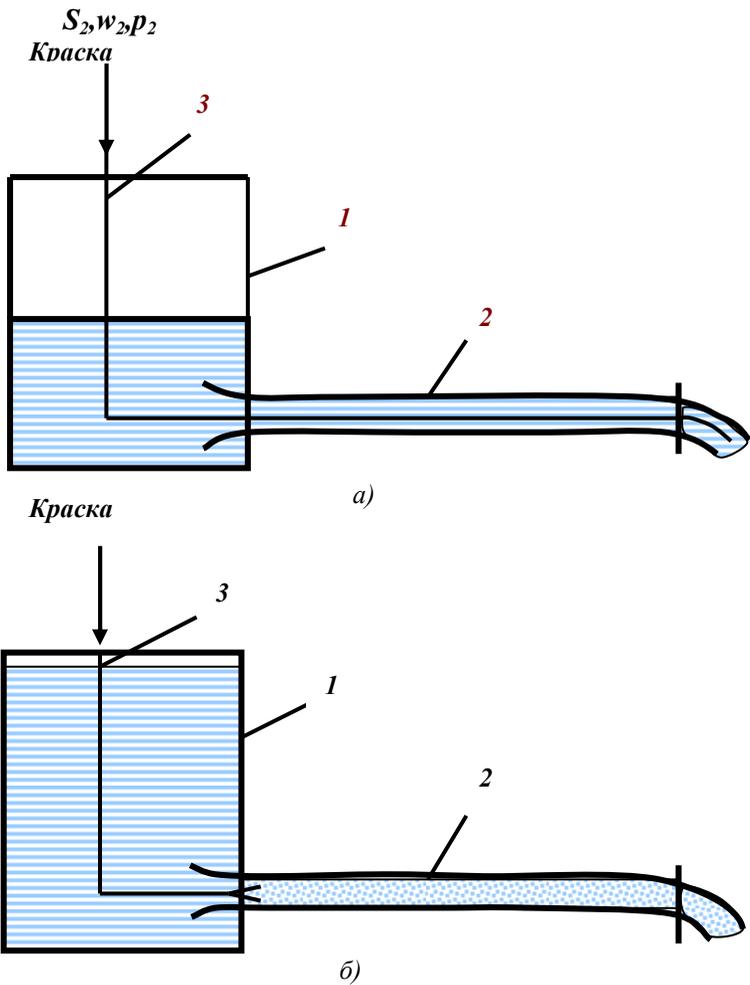


Рис. 2.7. Опыт Рейнольдса:
 а – ламинарное движение; б – турбулентное движение

При некоторой критической скорости струйка размывалась по всему сечению, что свидетельствовало о вихревом характере перемешивания жидкости по всему сечению трубы 4. Такой режим течения был назван *турбулентным*. Рейнольдс показал, что переход от одного режима течения к другому соответствует определенному значению безразмерной величины:

$$Re = wd / \nu ,$$

где W – средняя скорость; d – диаметр канала; ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Безразмерная переменная Re впоследствии была названа числом или критерием Рейнольдса. Переход от ламинарного течения наступает при $Re = 2300$. При $Re > 2300$ чаще всего наблюдается турбулентный режим течения. Однако при $2300 < Re < 10000$ режим течения неустойчиво турбулентный, или *переходный*.

Вышесказанное справедливо к стабилизированным изотермическим потокам в прямых трубах с малой шероховатостью стенок. Наличие различных возмущений, обусловленных шероховатостью стенок трубы, изменением скорости или направления течения потока, близость входа в трубу и т. п. могут существенно снизить значения критических чисел Рейнольдса.

Распределение скоростей в движущемся потоке жидкости. Распределение скоростей определяется режимом течения жидкости. При ламинарном режиме распределение может быть установлено законом Стокса

$$w_r = w_{max} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right),$$

представляющим параболическое распределение скоростей в сечении трубопровода, где R – текущий радиус, отсчитываемый от оси трубопровода; w_{\max} – скорость на оси трубопровода.

Средняя скорость по сечению трубопровода связана с максимальной скоростью следующим соотношением

$$w_{cp} = w_{\max} / 2 .$$

Уравнение, определяющее объемный расход жидкости при ее ламинарном движении в круглой прямой трубе, носит название *уравнения Пуазейля*

$$V_{сек} = \frac{\pi d^4 \cdot \Delta p}{128 \mu l} .$$

2.2.6. Турбулентный режим

Турбулентный режим имеет наибольшее распространение в промышленной практике, характеризуется пульсационным движением частиц в продольном и поперечном направлениях по отношению к основному движению потока.

При турбулентном течении из-за хаотического движения частиц происходит выравнивание скоростей в основной массе потока и их распределение по сечению трубы характеризуется кривой, отличающейся по форме от параболы. При этом кривая имеет более широкую вершину (рис. 2.8).

В результате экспериментов установлено, что средняя скорость при турбулентном режиме не равна половине

максимальной, как для ламинарного течения, а значительно больше этой величины, причем отношение $w_{cp} / w_{max} = f(Re)$. Например, при $Re=10^4$ скорость $w_{cp} \approx 0,8w_{max}$, а при $Re=10^8$ $w_{cp} \approx 0,9w_{max}$.

В связи со сложным характером турбулентного движения не представляется возможным теоретически получить профиль распределения скоростей и значение w_{cp} / w_{max} . Кроме того, при турбулентном течении профиль скоростей выражает распределение не истинных, а *осредненных во времени скоростей*.

В каждой точке турбулентного потока истинная скорость не остается постоянной во времени из-за хаотического движения частиц. Мгновенные значения скорости испытывают *флуктуации*, или *нерегулярные пульсации*, имеющие неустойчивый характер (рис. 2.9).

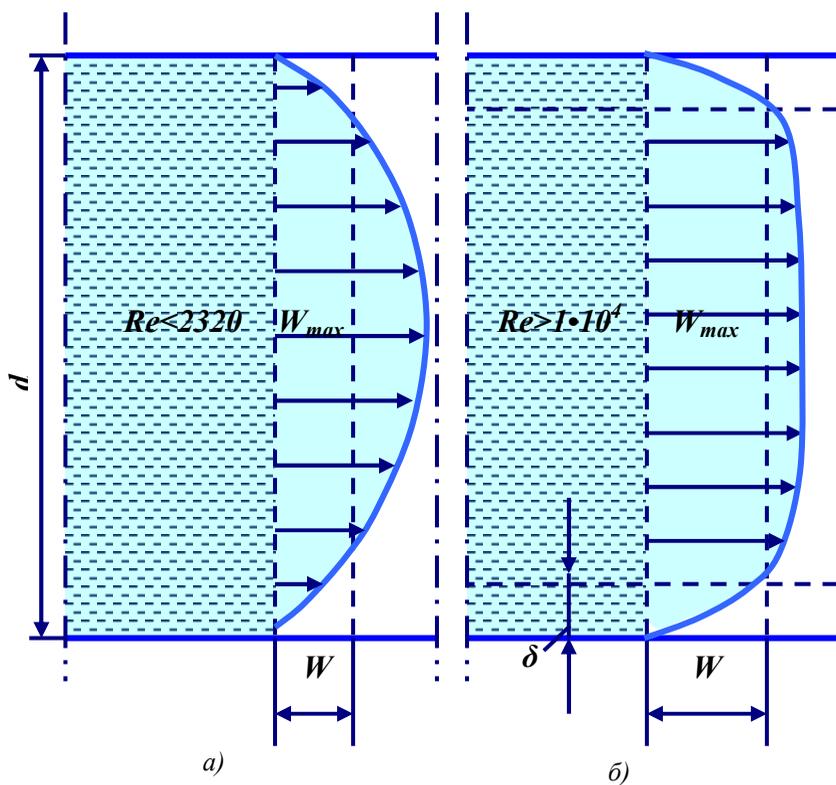


Рис. 2.8. Распределение скоростей при различных режимах движения:
 а – ламинарный поток; б – турбулентный поток

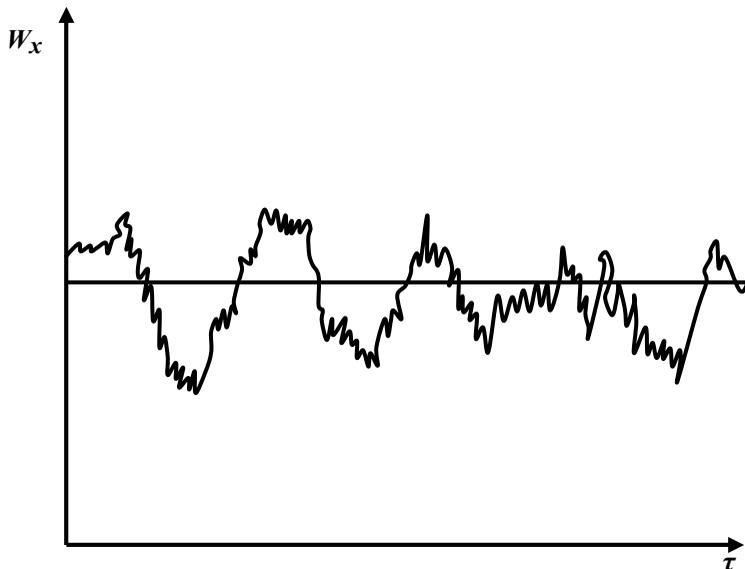


Рис. 2.9. Истинная и усреднённая локальные скорости жидкости при турбулентном движении

Истинную скорость измерить практически невозможно из-за хаотического перемещения частиц во всех направлениях. Скорости пульсируют около некоторой усредненной величины, превышая или становясь меньше ее.

Для данной точки величина осредненной во времени скорости может быть найдена из соотношения

$$\bar{w}_x = 1/\tau \int_0^{\tau} w_x d\tau .$$

Разность между истинной и пульсационной скоростями называют *мгновенной пульсационной скоростью*

$$\Delta w = w - \bar{w} .$$

Причем величина Δw имеет переменный знак. Понятие усредненной скорости не следует путать со средней скоростью потока.

Несмотря на кажущуюся беспорядочность изменения скоростей при турбулентном течении, величина усредненной скорости за достаточно большой промежуток времени τ остается постоянной. При этом уже достаточно большим может считаться период времени, измеряемый даже долями секунд, т. к. частота пульсаций скорости очень высока. Поэтому вместо изменения мгновенных скоростей можно рассматривать независимое от времени изменение усредненных скоростей по сечению трубопровода. В этой связи усреднение скоростей по времени позволяет считать неустановившееся турбулентное течение *квазистационарным*.

Интенсивность турбулентности выражается отношением

$$I_m = \Delta \bar{w} / \bar{w} .$$

Средняя квадратичная величина пульсационной скорости, усредненная по всем направлениям, определяется как

$$\Delta \bar{w} = \sqrt{\Delta \bar{w}_x^2 + \Delta \bar{w}_y^2 + \Delta \bar{w}_z^2} .$$

Интенсивность турбулентности является *мерой пульсации в данной точке потока*. При турбулентном течении в трубах $I_m \approx 0,01-0,1$. Если величины средних пульсаций скорости одинаковы по всем направлениям, то такая турбулентность называется *изотропной*. Турбулентность все-

гда в той или иной степени отличается от изотропной, приближаясь к ней вблизи оси развитого турбулентного потока и все больше отклоняясь от нее в поперечном направлении, по мере приближения к стенке трубы.

К важным характеристикам турбулентного потока относятся *масштаб турбулентности* и *турбулентная вязкость*. Чем ближе друг к другу находятся две частицы в турбулентном потоке, тем более близки их истинные скорости. В то же время у достаточно удаленных одна от другой частиц нет связи между пульсациями их скоростей. Достаточно близко расположенные частицы, движущиеся совместно, можно считать принадлежащими к некоторой единой совокупности, называемой обычно *вихрем*. Размер таких вихрей, или глубина их проникновения, которая может быть отождествлена с расстоянием между двумя ближайшими частицами, уже не принадлежащими к одному вихрю, зависит от степени турбулентности в потоке или ее масштаба и поэтому называется *масштабом турбулентности*.

Для двух частиц, движущихся в направлении оси x с различными усредненными скоростями и находящихся на расстоянии друг от друга в направлении, перпендикулярном оси трубы, выполняется закон Ньютона:

$$\tau_n = -\mu \frac{d\bar{w}}{dy} = -\rho\nu \frac{d\bar{w}}{dy}.$$

В ламинарном потоке τ_n было бы единственным напряжением, возникающим между расположенными на расстоянии dy слоями жидкости. Однако в турбулентном потоке частицы перемещаются относительно друг друга не только в продольном, но и в поперечном направлении. Это

создает дополнительное касательное напряжение τ_m – турбулентное, которое, по аналогии с законом Ньютона, можно выразить уравнением

$$\tau_m = -\rho \nu_m \cdot \frac{\partial \bar{w}_x}{\partial y}.$$

Величина ν_m представляет собой *кинематический коэффициент турбулентной вязкости*. В отличие от обычного коэффициента кинематической вязкости ν , коэффициент турбулентной вязкости ν_m не является физической константой, определяемой природой жидкости, ее температурой и давлением. Турбулентная вязкость зависит от скорости и параметров, определяющих степень турбулентности потока (в частности, расстоянием от стенки трубы и т.д.).

Суммарное касательное напряжение в потоке определяется, следовательно, как вязкостью, так и турбулентностью потока:

$$\tau = \tau_n + \tau_m = -\rho(\nu + \nu_m) \frac{d\bar{w}_x}{dy}.$$

В основной массе потока скорости жидкости в значительной мере выровнены по сечению трубы. Однако вблизи стенки трубы скорость резко снижается, становясь равной нулю на стенке. Движение жидкости становится менее турбулентным и все более ламинарным, вследствие того, что твердая стенка как бы «гасит» турбулентные пульсации в поперечном направлении. Таким образом, турбулентное течение всегда сопровождается ламинарным.

Условно различают центральную зону, или основную массу жидкости, называемую *ядром потока*, в которой движение является развитым турбулентным, и *гидродинамический пограничный слой* вблизи стенки, где происходит переход турбулентного течения в ламинарное.

Внутри этого слоя у стенки имеется тонкий подслой толщиной δ , где силы вязкости оказывают преобладающее влияние на движение жидкости, поэтому характер ее течения в подслое в основном ламинарный. Градиент скорости в *ламинарном пограничном подслое* очень высок, причем на стенке скорость потока равна нулю.

Ламинарный подслой в турбулентном потоке характеризуется очень малой толщиной, которая уменьшается с возрастанием турбулентности потока.

Между ядром потока и ламинарным подслоем существует переходная зона, причем ламинарный подслой и эту зону называют *гидродинамическим пограничным слоем*. Толщина его определяется тем, что напряжения сдвига между частицами жидкости в пограничном слое, обусловленные ее вязкостью и турбулентными пульсациями, а следовательно, значениями ν и V_m , становятся сравнимыми по порядку величинами.

Таким образом, структура турбулентного потока состоит из двух зон, четких границ между которыми не существует. Поэтому более правильно использовать представление не о чисто ламинарном, а о *вязком подслое*, в котором влияние вязкости преобладает над влиянием турбулентных пульсаций, т.е. его толщина характеризуется тем, что в этом подслое $V > V_m$.

2.2.7. Дифференциальные уравнения движения жидкости

Рассмотрим установившийся поток идеальной жидкости, движущийся без трения. Как и при выводе дифференциальных уравнений равновесия Эйлера, в потоке движущейся жидкости выделяется элементарный параллелепипед и рассматривается равновесие проекций сил на оси координат. Согласно основному правилу динамики, сумма проекций, действующих на элементарный объем, равна произведению массы жидкости на ее ускорение:

для оси x :

$$-\frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx \cdot dy \cdot dz = \rho \frac{Dw_x}{D\tau} \cdot dx \cdot dy \cdot dz ,$$

для оси y :

$$-\frac{\partial p}{\partial y} \cdot dx \cdot dy \cdot dz = \rho \frac{Dw_y}{D\tau} \cdot dx \cdot dy \cdot dz ,$$

для оси z :

$$-\left(\rho \cdot g + \frac{\partial p}{\partial z} \right) \cdot dx \cdot dy \cdot dz = \rho \frac{Dw_z}{D\tau} \cdot dx \cdot dy \cdot dz .$$

Расписав субстанциональные производные проекций скоростей потока по осям пространственных координат:

$$\begin{aligned}
& \frac{Dw_x}{D\tau} \\
= & \rho \left(\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \cdot \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_x}{\partial z} \right); \\
& \frac{Dw_y}{D\tau} \\
= & \rho \left(\frac{\partial w_y}{\partial \tau} + w_x \cdot \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_y}{\partial z} \right); \\
& \frac{Dw_z}{D\tau} \\
= & \rho \left(\frac{\partial w_z}{\partial \tau} + w_x \cdot \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} \right);
\end{aligned}$$

и произведя сокращения, получим для соответствующих проекций дифференциальные уравнения жидкости для неустановившегося потока:

$$\begin{aligned}
-\frac{\partial p}{\partial x} &= \rho \left(\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \cdot \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_x}{\partial z} \right); \\
-\frac{\partial p}{\partial y} &= \rho \left(\frac{\partial w_y}{\partial \tau} + w_x \cdot \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_y}{\partial z} \right); \\
-\rho \cdot g - \frac{\partial p}{\partial z} &= \rho \left(\frac{\partial w_z}{\partial \tau} + w_x \cdot \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} \right).
\end{aligned}$$

Для установившегося потока: $\frac{\partial w_x}{\partial \tau} = 0$, $\frac{\partial w_y}{\partial \tau} = 0$,

$\frac{\partial w_z}{\partial \tau} = 0$, тогда:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho \left(w_x \cdot \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_x}{\partial z} \right);$$

$$-\frac{\partial p}{\partial y} = \rho \left(w_y \cdot \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_x \cdot \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_z \cdot \frac{\partial w_y}{\partial z} \right);$$

$$-\rho \cdot g - \frac{\partial p}{\partial z} = \rho \left(w_z \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} + w_x \cdot \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_z}{\partial y} \right).$$

Системы уравнений представляют собой дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости Эйлера для неустановившегося и установившегося потоков.

Как будет показано ниже, *интегралом уравнений движения Эйлера для установившегося потока является уравнение Бернулли*, нашедшее широкое распространение для решения многих технических задач.

2.2.8. Дифференциальные уравнения движения Навье-Стокса

При движении вязкой жидкости в потоке, кроме сил давления и тяжести, действуют также силы трения. Для трехмерного потока проекция равнодействующих сил трения на ось X имеет вид

$$\mu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right) dx dy dz = \mu \nabla^2 w_x dx dy dz.$$

Суммы проекций всех сил на оси координат должны быть равны произведению массы жидкости, заключенной в параллелепипеде, на проекции ускорения на оси координат:

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 w_x\right) dx dy dz = \rho \frac{Dw_x}{d\tau} dx dy dz ;$$

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 w_y\right) dx dy dz = \rho \frac{Dw_y}{d\tau} dx dy dz ;$$

$$\left(-\rho g - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w_z\right) dx dy dz = \rho \frac{Dw_z}{d\tau} dx dy dz .$$

После сокращения получим дифференциальные уравнения Навье-Стокса, описывающие движение вязкой капельной жидкости:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 w_x = \rho \frac{Dw_x}{d\tau} ;$$

$$-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 w_y = \rho \frac{Dw_y}{d\tau} ;$$

$$-\rho g - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w_z = \rho \frac{Dw_z}{d\tau} .$$

Соответствующие субстанциональные производные в уравнениях могут быть выражены как для неустановившегося, так и установившегося течения жидкости.

Правые части уравнений выражают произведение массы единицы объема ρ на проекцию ускорения, т.е.

представляют собой равнодействующие сил инерции, возникающих в движущейся жидкости.

В левых частях произведение ρg отражает влияние сил тяжести, частные производные $\frac{\partial p}{\partial x}$, $\frac{\partial p}{\partial y}$, $\frac{\partial p}{\partial z}$ – влияние сил гидростатического давления, а произведение вязкости на сумму вторых производных проекций скорости – влияние сил трения на движущую жидкость. Каждый член уравнения имеет размерность соответствующей силы, отнесенной к единице объема жидкости.

Полное описание движения вязкой жидкости возможно путем решения уравнений Навье-Стокса совместно с дифференциальным уравнением неразрывности потока. Однако уравнения Навье-Стокса не могут быть решены в общем виде.

Решение возможно либо для простых случаев при введении ряда допущений, либо после преобразования этих уравнений методами теории подобия.

2.2.9. Уравнение Бернулли

Решение уравнений движения Эйлера для установившегося потока жидкости приводит к одному из наиболее важных и широко используемых уравнений гидродинамики – уравнению Бернулли.

После умножения левых и правых частей дифференциальных уравнений на dx , dy , dz и деления их на плотность жидкости ρ получим:

$$\rho \frac{dw_x}{d\tau} = -\frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{dx}{\rho}, \Rightarrow \frac{dx}{d\tau} \cdot dw_x = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx;$$

$$\rho \frac{dw_y}{d\tau} = -\frac{\partial p}{\partial y} \cdot \frac{dy}{\rho}, \Rightarrow \frac{dy}{d\tau} \cdot dw_y = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \cdot dy;$$

$$\rho \frac{dw_z}{d\tau} = -\rho g - \frac{\partial p}{\partial z} \cdot \frac{dz}{\rho}, \Rightarrow \frac{dz}{d\tau} \cdot dw_z = -g \cdot dz - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \cdot dz.$$

Сложим эти уравнения, учитывая, что производные $dx/d\tau, dy/d\tau, dz/d\tau$ выражают проекции w_x, w_y, w_z скорости на соответствующие оси координат, и получим

$$w_x \cdot dw_x + w_y \cdot dw_y + w_z \cdot dw_z = -g \cdot dz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx + \frac{\partial p}{\partial y} \cdot dy + \frac{\partial p}{\partial z} \cdot dz \right)$$

Слагаемые левой части уравнения могут быть представлены как

$$w_x dw_x = d(w_x^2 / 2), w_y dw_y = d(w_y^2 / 2), w_z dw_z = d(w_z^2 / 2),$$

а их сумма

$$d\left(\frac{w_x^2}{2}\right) + d\left(\frac{w_y^2}{2}\right) + d\left(\frac{w_z^2}{2}\right) = d\left(\frac{w_x^2 + w_y^2 + w_z^2}{2}\right) = d\left(\frac{w^2}{2}\right)$$

В то же время сумма членов, стоящих в скобках в правой части записанного уравнения, представляет собой полный дифференциал давления dp (при установившихся

условиях давление зависит лишь от положения точки в пространстве и не меняется со временем).

С учетом этих преобразований получим

$$d\left(\frac{w^2}{2}\right) = -\frac{dp}{\rho} - g \cdot dz .$$

Разделив обе части полученного уравнения на ускорение силы тяжести g и перенеся все члены в левую часть, найдем

$$d\left(\frac{w^2}{2}\right) + \frac{dp}{\rho} + g \cdot dz = 0 .$$

Для несжимаемой изотермической жидкости $\rho = const$ сумма дифференциалов может быть заменена дифференциалом суммы

$$d\left(z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{w^2}{2g}\right) = 0 ,$$

тогда после дифференцирования получим

$$z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{w^2}{2g} = const .$$

Для любых двух поперечных сечений неразрывного потока жидкости уравнение имеет вид (рис. 2.10)

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{w_2^2}{2g}.$$

Уравнение Бернулли описывает движение идеальной жидкости.

Величина $(z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{w^2}{2g})$ представляет полный динамический напор.

Согласно уравнению Бернулли, для всех поперечных сечений установившегося потока идеальной жидкости величина гидродинамического напора остается неизменной.

Гидродинамический напор включает три слагаемых:

z – нивелирную высоту, или геометрический напор, представляющий удельную потенциальную энергию положения жидкости в данной точке;

$\frac{p}{\rho \cdot g}$ – статический или пьезометрический напор,

характеризующий удельную потенциальную энергию давления жидкости в данной точке;

$\frac{w^2}{2g}$ – скоростной или динамический напор, характер-

ризующий удельную кинетическую энергию жидкости в данной точке.

Таким образом, уравнение Бернулли имеет определенный энергетический смысл, состоящий в том, что при установившемся движении идеальной жидкости сумма удельной потенциальной $(z + p/(\rho \cdot g))$ и удельной кинетической $(w^2/2g)$ энергий жидкости для каждого из

поперечных сечений потока остается величиной неизменной.

При изменении поперечного сечения трубопровода и соответственно скорости движения жидкости происходит превращение энергии. При сужении трубопровода часть потенциальной энергии давления переходит в кинетическую и, наоборот, при расширении трубопровода часть кинетической энергии переходит в потенциальную, но общее количество энергии остается постоянным.

Уравнение Бернулли является *частным случаем закона сохранения энергии и выражает энергетический баланс потока жидкости.*

Для соблюдения баланса энергии при движении реальной жидкости в правую часть уравнения Бернулли должен быть введен член, выражающий потерянный напор. Тогда уравнение Бернулли для реальных жидкостей будет иметь вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{w_2^2}{2g} + h_n.$$

Потерянный напор h_n характеризует удельную энергию, расходуемую на преодоление гидравлического сопротивления при движении вязкой жидкости.

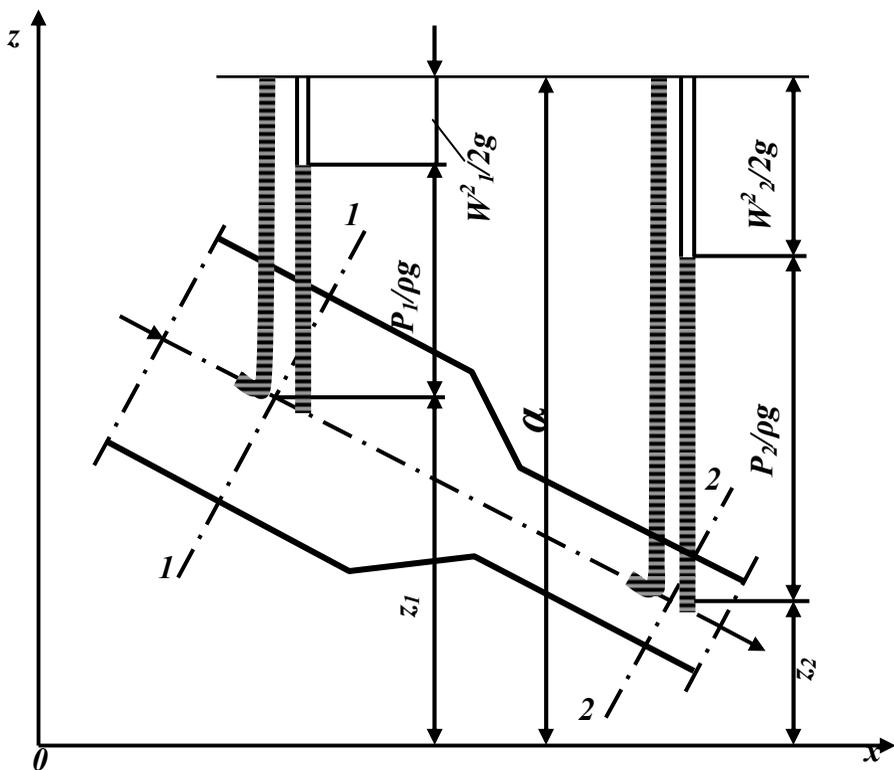


Рис. 2.10. К уравнению Бернулли для идеальной жидкости

Если умножить обе части уравнения на ρg , можно получить уравнение Бернулли в ином виде:

$$z_1 \rho g + p_1 + \rho w_1^2 / 2 = z_2 \rho g + p_2 + \rho w_2^2 / 2 + \Delta p_n,$$

где Δp_n – потерянное давление,

$$\Delta p_n = \rho g h_n.$$

Определение потерь напора или давления является практически важной задачей, связанной с расчетом энергии, необходимой для перемещения реальных жидкостей и газов при помощи насосов и компрессоров.

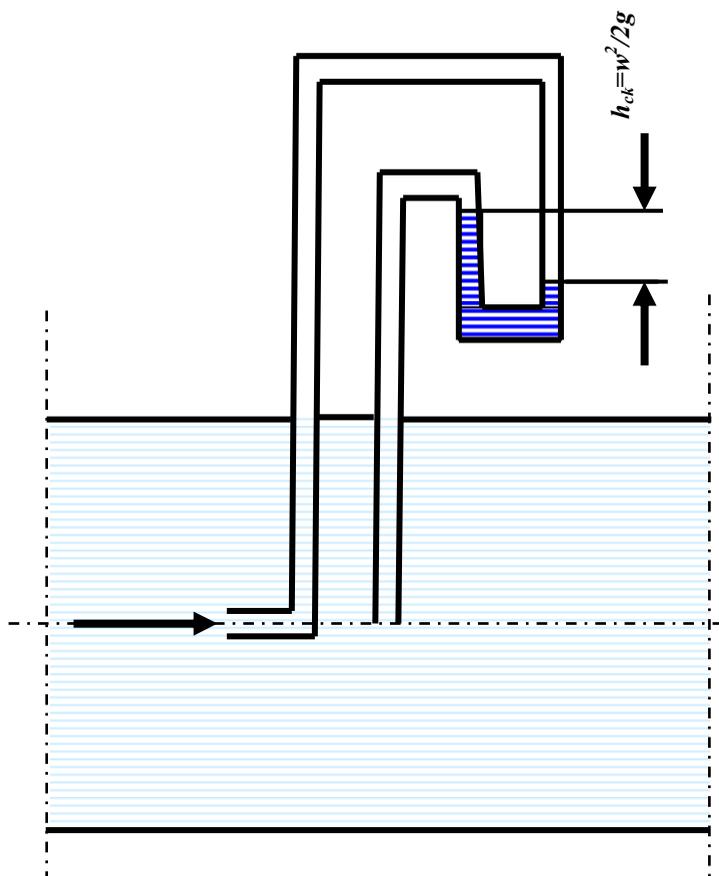


Рис. 2.11. Измерение скорости жидкости пневмометрической трубкой

Практические применения уравнения Бернулли. На практике уравнение Бернулли используется для определения скоростей (рис. 2.11) и расходов жидкостей и газов, напора насоса, времени истечения жидкостей из резервуаров. На рис. 2.12 приведена схема измерения расхода с помощью мерной диафрагмы, на рис. 2.13 и 2.14 – с помощью сопла и трубы Вентури.

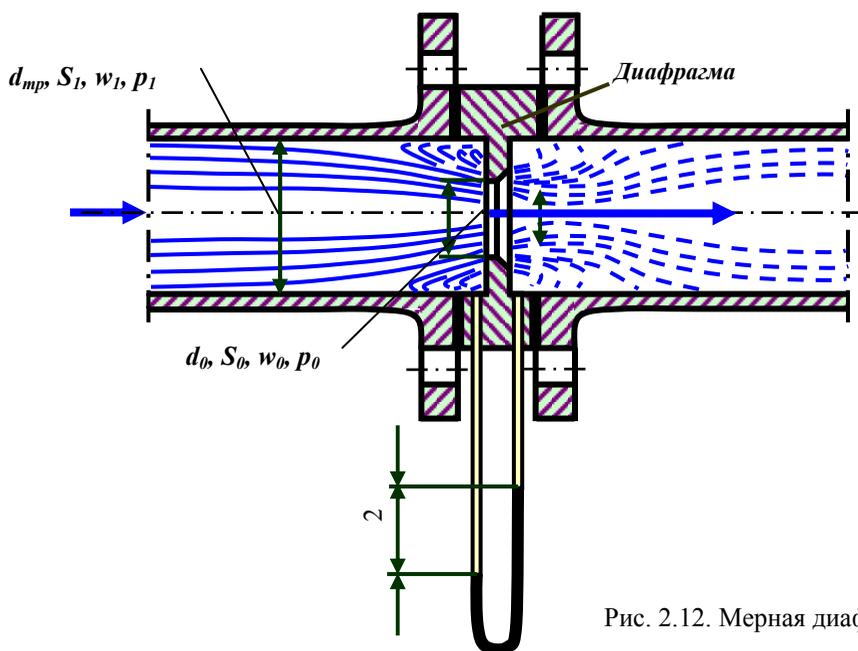


Рис. 2.12. Мерная диафрагма

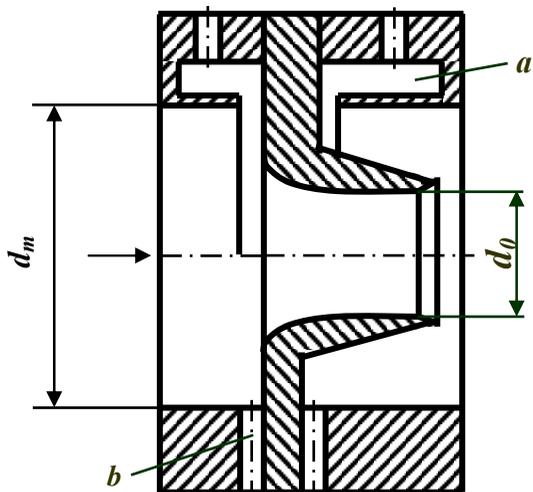


Рис. 2.13. Медное сопло

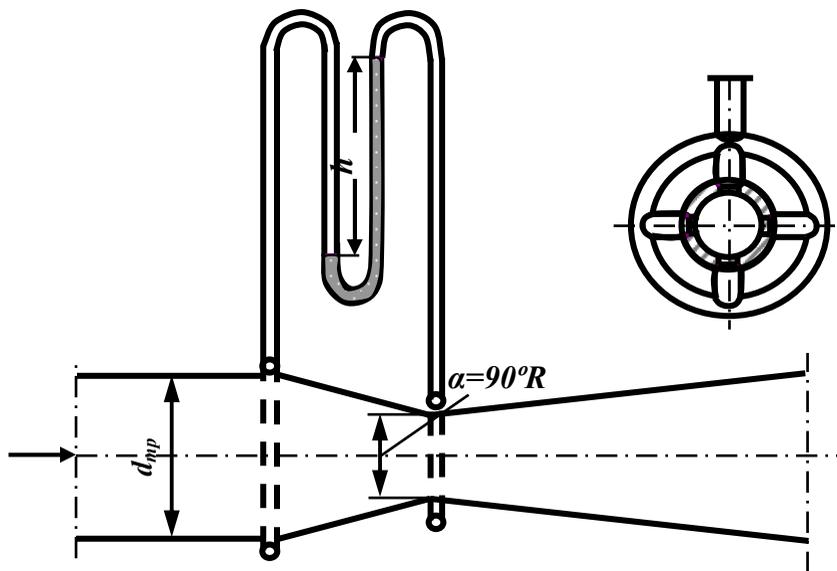


Рис. 2.14. Труба Вентури

Зависимость для определения объемного расхода жидкости через дроссельные устройства (диафрагму, мерное сопло, трубу Вентури) имеет вид

$$V = \alpha \cdot \pi \cdot d_0^2 / 4 \sqrt{2gh / [1 - (d_0 / d_{mp})^4]},$$

где $\alpha = f(\text{Re}, d_0 / d_{mp})$ – коэффициент расхода дроссельного прибора. Значения коэффициента определяются опытным путем и приводятся в специальной литературе; d_{mp} – диаметр трубопровода; d_0 – диаметр наиболее узкого сечения мерного устройства.

Объемный расход жидкости при истечении через круглое отверстие в днище сосуда с постоянным уровнем H жидкости:

$$V = \alpha \cdot \pi \cdot d_0^2 / 4 \sqrt{2gH}.$$

Из уравнения следует, что расход жидкости, вытекающей через отверстие в тонком днище, зависит от высоты постоянного уровня жидкости над отверстием и от размера отверстия, но не зависит от формы сосуда (рис. 2.15).

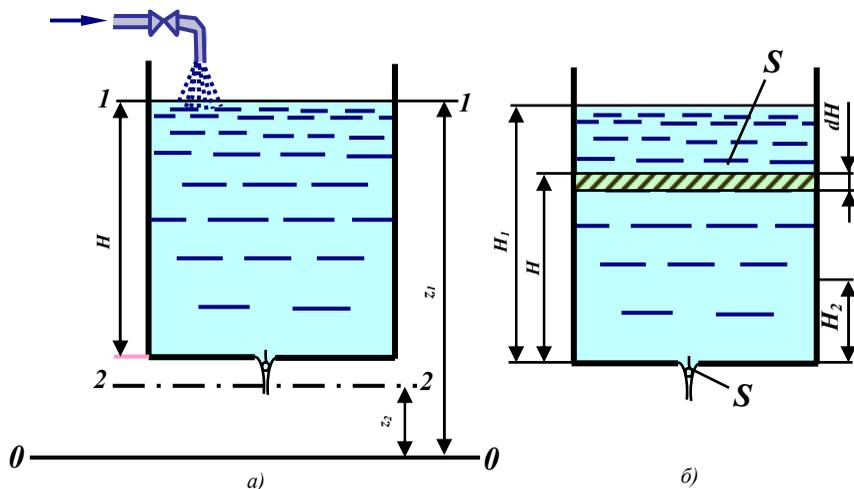


Рис. 2.15. Истечение жидкости из сосуда:
 а – при постоянном уровне; б – при переменном уровне

С помощью уравнения Бернулли можно также определять время опорожнения сосуда от жидкости, имеющего постоянное поперечное сечение, от высоты H_1 до H_2 :

$$\tau = 2f\sqrt{H_1} / \alpha \cdot f_0\sqrt{2g} ,$$

а также решать другие прикладные задачи, например вычислять напор насоса.

2.2.10. Гидродинамическое подобие

Выше отмечалось, что дифференциальные уравнения Навье-Стокса невозможно решить для большинства технических задач.

Теория подобия позволяет преобразовать уравнения Навье-Стокса и получить из них некоторую общую функ-

циональную зависимость между критериями подобия, характеризующими силы, действующие в потоке при движении вязкой жидкости.

Перепишем уравнение Навье-Стокса для капельной жидкости в развернутом виде для вертикальной оси Z :

$$-\rho g - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right) = \rho \left(\frac{\partial w_z}{\partial t} + w_x \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} \right)$$

Для получения безразмерных комплексов, критериев подобия, необходимо одну часть уравнения разделить на другую. Поскольку каждое из слагаемых уравнения выражает силу, действующую в потоке, то, приняв одну из них за единицу измерения – масштаб сил, безразмерные комплексы будут представлять собой соотношения сил к принятому масштабу. За масштаб сил в движущемся потоке принимается сила инерции.

Если движение жидкости установившееся, то ее скорость не зависит от времени. Член, характеризующий силу инерции после замены дифференциалов конечными величинами (операция отбрасывания знаков математических операторов), будет иметь вид

$$\rho \left(w_x \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) \approx \frac{\rho w w}{l} = \rho w^2 / l,$$

где l – определяющий линейный размер.

Член, отражающий влияние сил тяжести на течение жидкости, равен ρg . Член $\partial p / dz$, характеризующий влияние сил давления, представляется в виде

$$\partial p / dz \approx p / l .$$

Слагаемое, отражающее действие сил трения, представляется как

$$\mu(\partial^2 w_z / \partial x^2 + \partial^2 w_z / \partial y^2 + \partial^2 w_z / \partial z^2) \approx \mu w / l^2 .$$

Разделим члены одной части уравнения на члены другой его части и установим, таким образом, выражения, характеризующие соотношения между соответствующими силами и силой инерции.

Выражение, характеризующее отношение силы инерции и силы тяжести, называется критерием Фруда:

$$Fr = w^2 / gl .$$

Критерий Фруда отражает влияние сил тяжести, или собственного веса, на движение жидкости. *Представляет собой меру отношения силы инерции к силе тяжести в подобных потоках.*

Соотношение между силами давления и инерции представляет собой критерий Эйлера:

$$Eu = \frac{p / l}{\rho w^2 / l} = p / \rho w^2 .$$

Обычно критерию Эйлера придают иной вид, введя в него вместо абсолютного давления разность давлений Δp между двумя какими-либо точками жидкости:

$$Eu = \Delta p / \rho w^2.$$

Критерий Эйлера отражает влияние перепада гидростатического давления на движение жидкости. Его величина характеризует *отношение изменения силы гидростатического давления к силе инерции в подобных потоках*.

Безразмерный комплекс, являющийся отношением инерционных сил к силам трения в подобных потоках, представляет *критерий Рейнольдса*:

$$Re = \frac{\rho w^2 / l}{\mu w / l^2} = w l \rho / \mu = w l / \nu.$$

Величина l в критерии Рейнольдса, как и в других критериях подобия, представляет определяющий линейный размер. При движении жидкости через трубопроводы или аппараты за этот размер принимается диаметр, а в случае некруглого сечения потока – эквивалентный диаметр d_s .

При неустановившемся течении жидкости в уравнении Навье-Стокса $\partial w_z / \partial \tau \neq 0$. Преобразуем слагаемое, отражающее влияние нестационарности течения: $\rho \partial w_z / \partial \tau \approx \rho w / \tau$. Безразмерный комплекс, полученный отношением силы инерции к члену уравнения, отражающему нестационарный процесс, называется критерием гомохронности:

$$Ho = w \tau / l,$$

Критерий гомохронности учитывает неустановившийся характер движения жидкости в подобных потоках.

Во всех сходственных точках подобно движущихся потоков жидкости критерии подобия равны (одни и те же – *idem*), т.е. $Fr' = Fr''$, $Eu' = Eu''$, $Re' = Re''$, $Ho' = Ho''$.

Согласно второй теореме подобия, решение уравнений Навье-Стокса можно представить в виде функциональной зависимости между полученными критериями подобия, т.е.

$$f(Ho, Fr, Eu, Re) = 0,$$

или после добавления симплексов геометрического подобия, представляющих собой отношение одноименных геометрических размеров, характеризующих реальный объект и модель, к определяющим получим

$$f(Ho, Fr, Eu, Re, \Gamma_1, \Gamma_2) = 0,$$

где $\Gamma_1, \Gamma_2, \dots$ – симплексы геометрического подобия.

Все критерии в критериальном уравнении самого общего вида, кроме критерия Эйлера, являются определяющими, т.к. они составлены исключительно из величин, входящих в условия однозначности. В критерий Эйлера входит разность давлений Δp , величина которой при движении жидкости по трубе определяется формой трубы (l/d), физическими свойствами жидкости (μ, ρ) и распределением скоростей у входа в трубу и у ее стенок (начальные и граничные условия). Поэтому, согласно третьей теореме подобия, для подобия двух систем необходи-

мо и достаточно соблюдения равенства значений Ho , Fr , Re и симплексов геометрического подобия. Следствием выполнения этих условий будет равенство значений определяемого критерия Eu в сходственных точках подобных потоков. Поэтому критериальное уравнение общего вида представляют в виде зависимости определяемого критерия от определяющих критериев:

$$Eu = f(Ho, Fr, Re, \Gamma_1, \Gamma_2, \dots).$$

Зависимости подобного вида называют обобщенными или критериальными уравнениями гидродинамики.

Как уже было сказано выше, подобные функции наиболее удобно аппроксимировать степенными зависимостями вида

$$Eu = A \cdot Ho^p \cdot Fr^n \cdot Re^m \left(\frac{l}{d_s} \right)^q$$

или после подстановки соответствующих комплексов величин получим

$$\frac{\Delta p}{\rho w^2} = A \left(\frac{w \tau}{d_s} \right)^p \left(\frac{w^2 g}{d_s} \right) \left(\frac{w d_s \rho}{\mu} \right)^m \left(\frac{l}{d_s} \right)^q.$$

Если движение жидкости является стационарным, то критерий Ho может быть исключен из уравнения. Поэтому для установившегося течения жидкости обобщенное уравнение гидродинамики будет иметь вид

$$Eu = A Fr^n Re^m (l/d_s)^q.$$

Модифицированные критерии подобия. В ряде случаев оказывается затруднительным или даже невозможным определить или вычислить ту или иную физическую величину, входящую в критерий подобия. Тогда эту величину исключают путем сочетания двух или более критериев. В результате такой операции получают так называемый *производный критерий подобия*. При этом исключенную величину обычно заменяют на другую, ей пропорциональную, опытное или расчетное определение которой является наиболее простым.

Так, например, в процессе теплообмена в условиях естественной конвекции, возникающей под действием разности плотностей жидкости, обусловленной различием температур в разных ее точках, трудно определить скорость конвективных токов. Однако эта скорость входит в критерий Фруда, отражающий подобие таких процессов. Поэтому неизвестная скорость в процессе может быть исключена путем сочетания критериев Рейнольдса и Фруда:

$$Re^2 / Fr = \frac{w^2 l^2 \rho^2 / \mu^2}{w^2 / gl}.$$

Полученный комплекс величин является производным критерием, называемым *критерием Галилея*:

$$Ga = gl^3 \rho^2 / \mu^2.$$

Можно получить другой производный критерий – критерий Архимеда, представляющий собой критерий Га-

лилея, умноженный на симплекс физического подобия – безразмерную плотность:

$$Ar = Ga \cdot (\rho_0 - \rho) / \rho = gl^3 \rho^2 / \mu^2 \cdot (\rho_0 - \rho) / \rho .$$

Если заменить симплекс $(\rho_0 - \rho) / \rho$ пропорциональной ему относительной разностью температур, то можно получить новый производный критерий, являющийся критерием теплового подобия Грасгофа.

Соблюдение равенства критериев Ga или Ar является необходимым при моделировании различных процессов, протекающих под действием силы тяжести.

2.2.11. Гидравлические сопротивления в трубопроводах и каналах

Расчет гидравлического сопротивления при движении реальных жидкостей в трубопроводах и каналах является одной из основных прикладных задач гидродинамики (внутренняя задача). Это связано с необходимостью расчета затрат энергии, требуемых для компенсации потерь напора (давления) и перемещения жидкостей (газов) насосами или компрессорами.

Потери напора в каналах обусловлены сопротивлением трения и местными сопротивлениями в потоке жидкости.

Сопротивление трения имеет место по всей длине трубопровода. На его величину оказывает влияние режим течения жидкости.

Местные сопротивления появляются при любых изменениях скорости потока по величине и (или) направлению. К местным сопротивлениям относят вход в канал и выход потока из канала, внезапные сужения и расширения

труб, отводы, колена, тройники, запорные и регулирующие устройства (рис. 2.16, 2.17).

Таким образом, потерянный напор представляет сумму двух слагаемых

$$h_n = h_{mp} + h_{m.c}.$$

Потери напора на трение по длине трубопровода

$$h_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2g}.$$

Коэффициент трения λ зависит от режима течения и относительной шероховатости стенок канала ε . Для гладких стенок трубопроводов λ определяется в зависимости от числа Рейнольдса по следующим формулам:

для $Re < 2300$

$$\lambda = 64 / Re;$$

для $2300 < Re < 10^5$

$$\lambda = 0,316 / Re^{0,25}.$$

При расчете коэффициента трения для всех областей турбулентного течения с учетом шероховатости стенок каналов применимо обобщенное уравнение

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{\varepsilon}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right],$$

если шероховатостью стенок можно пренебречь, то уравнение для расчета коэффициента трения имеет вид

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} .$$

Потери напора на преодоление местных сопротивлений оцениваются в долях скоростного напора по формуле Вейсбаха

$$h_{м.с} = \xi_{м.с} \frac{\rho w^2}{2g} .$$

Значения коэффициентов местных сопротивлений $\xi_{м.с}$ находились опытным путем и приведены в справочной литературе.

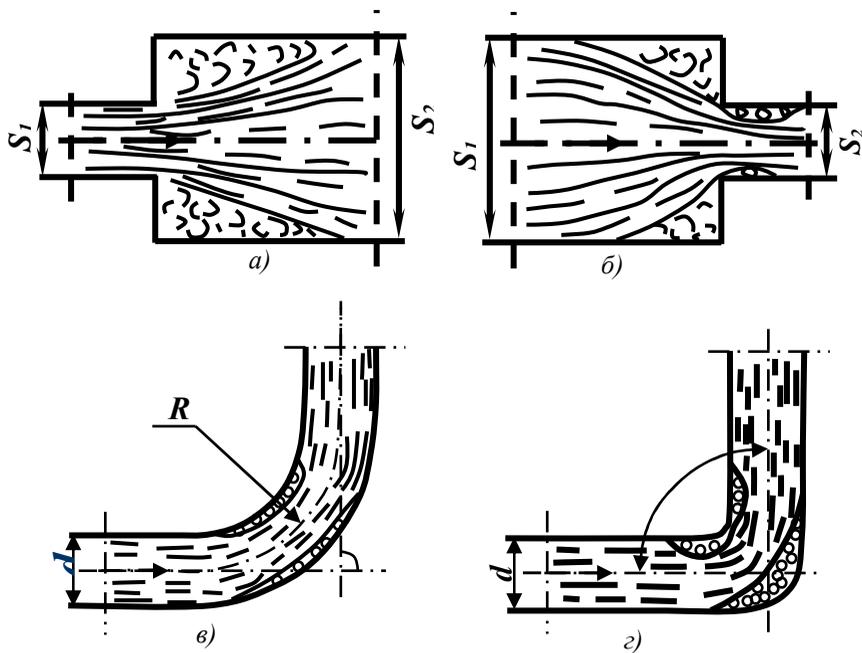


Рис. 2.16. Некоторые местные сопротивления:
 а – внезапное расширение; б – внезапное сужение; в – плавный поворот на 90° (отвод); г – резкий поворот на 90° (колесо)

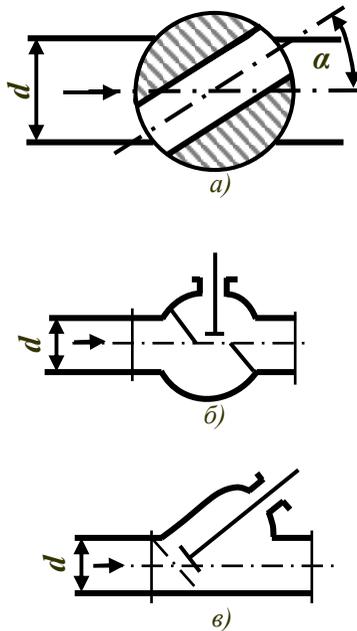


Рис. 2.17. Некоторые запорно-регулирующие устройства:
 а – пробковый кран; б – стандартный вентиль; в – прямооточный вентиль с наклонным шпинделем

2.2.12. Движение тел в жидкостях

Проведение ряда химико-технологических процессов связано с движением твердых тел в капельных жидкостях или газах. Движение тел в жидкостях имеет место в процессах осаждения твердых частиц из суспензий, пылей под действием гравитационных и центробежных сил, механического перемешивания в жидких средах и др.

Если частица массой m падает под действием силы тяжести, то ее скорость движения со временем должна возрастать (рис. 2.18).

При отсутствии сопротивления среды скорость частицы определялась бы по известному уравнению

$$w = g\tau .$$

Однако с увеличением скорости растет и сопротивление, определяемое по уравнению

$$R = \xi \cdot \pi d^2 / 4 \cdot \rho w^2 / 2 ,$$

где ξ – коэффициент сопротивления.

С ростом сопротивления движению частицы будет уменьшаться ее ускорение. В результате этого через определенное время установится динамическое равновесие: сила тяжести, под действием которой частица движется, станет равной силе сопротивления среды. С этого момента времени частица начнет двигаться равномерно – с постоянной скоростью W_{oc} . Эта скорость называется *скоростью осаждения*.

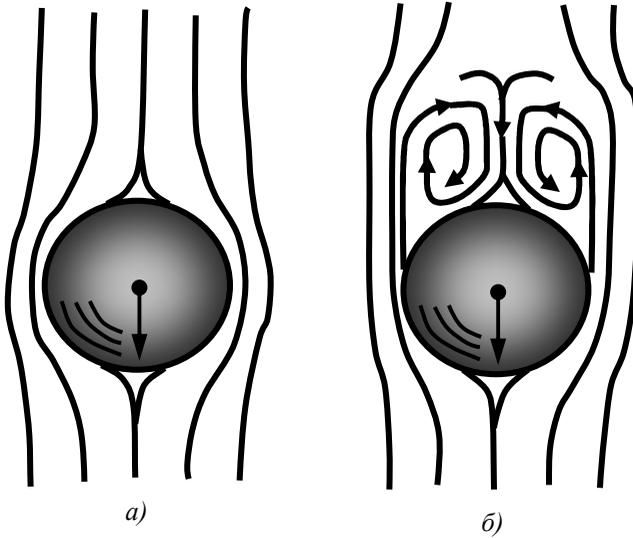


Рис. 2.18. Движение твердого тела в жидкости:
 а – ламинарный поток; б – турбулентный поток

Сила, движущая шарообразную частицу диаметром d и плотностью ρ_u в процессе осаждения, определяется разностью между силой тяжести и выталкивающей Архимедовой силой, равной весу жидкости в объеме частицы:

$$T = G - A = \pi d^3 / 6 \cdot g \cdot \rho_u - \pi d^3 / 6 \cdot g \cdot \rho = \pi d^3 / 6 \cdot g (\rho_u - \rho)$$

Скорость осаждения можно вычислить из условия равенства сил, обеспечивающих движение, и силы сопротивления:

$$\xi \cdot \pi d^2 / 4 \cdot \rho w^2 / 2 = \pi d^3 / 6 \cdot g (\rho_u - \rho),$$

откуда

$$w_{oc} = \sqrt{4gd(\rho_q - \rho)/3\xi\rho} . \quad (2.6)$$

Значение коэффициента сопротивления в зависимости от режима осаждения можно определить по следующим зависимостям:

для ламинарного режима ($Re \leq 2$): $\xi = 24/Re$;

для переходного режима

$$(2 < Re < 500) : \quad \xi = 18,5/Re^{0,6} ;$$

для турбулентного режима ($Re \geq 500$): $\xi = 0,44$.

При подстановке в уравнение (2.6) зависимости для коэффициента сопротивления для ламинарного режима получим уравнение, называемое *уравнением Стокса* для процесса осаждения:

$$w_{oc} = d^2 g(\rho_q - \rho)/18\mu . \quad (2.7)$$

Используя это уравнение, можно найти максимальный размер частиц, осаждение которых происходит по закону Стокса. Для этого в уравнение (2.7) вместо скорости осаждения необходимо подставить ее выражение через критерий Рейнольдса: $w_{oc} = \mu Re/d\rho$, принять критерий $Re = 2$, соответствующий предельному значению для ламинарного режима течения, и получить

$$d_{max} = \sqrt[3]{36\mu^2 / \rho g(\rho_q - \rho)} .$$

Существует и нижний предел применимости закона Стокса, соответствующий $Re \approx 10^{-4}$. При $Re < 10^{-4}$ на скорость осаждения очень мелких частиц начинает влиять тепловое (броуновское) движение молекул среды.

Уравнение (2.6) в связи с тем, что ξ зависит от скорости осаждения, необходимо решать методами последовательных приближений.

Вследствие трудоемкости метода последовательных приближений удобнее всего для определения W_{oc} пользоваться методом, предложенным П.В. Лященко. Этот метод основан на преобразовании уравнения (2.6) путем подстановки в него скорости осаждения, выраженной через Re , и возведения обеих частей уравнения во вторую степень:

$$Re^2 \mu^2 / (d^2 \rho^2) = 4gd(\rho_{\text{ч}} - \rho) / 3\xi\rho,$$

откуда

$$Re^2 \xi = 4/3 \cdot gd^3 \rho^2 / \mu^2 \cdot (\rho_{\text{ч}} - \rho) / \rho.$$

Выражение в правой части этого уравнения представляет собой критерий Архимеда

$$Ar = gd^3 \rho^2 / \mu^2 \cdot (\rho_{\text{ч}} - \rho) / \rho.$$

В критерий Архимеда искомая скорость осаждения не входит. Он содержит величины, которые обычно либо заданы, либо могут быть заранее определены.

Таким образом

$$Re^2 \xi = 4/3 \cdot Ar.$$

Подставив в это обобщенное уравнение граничные значения критерия Рейнольдса, соответствующие перехо-

дам из одной области осаждения в другую, можно найти соответствующие им критические значения критерия Ar .

Для $Re < 2$ за счет подстановки выражения для $\xi = 64/Re$ получим

$$24/Re^2 = 4/3Ar,$$

откуда

$$Re = Ar/18.$$

Критическое значение критерия Архимеда для ламинарной области

$$Ar_{кр1} = 18 \cdot 2 = 36.$$

Следовательно, существование ламинарного режима осаждения соответствует условию $Ar \leq 36$.

Для переходной зоны $2 < Re < 500$ после подстановки значения для $\xi = 18,5/Re^{0,6}$ получим

$$Re^{1,4} = 4/3 \cdot Ar/18,5$$

или

$$Re = 0,152 \cdot Ar^{0,715}.$$

При подстановке в это уравнение критического значения $Re = 500$ можно найти верхнее предельное значение для переходной области:

$$500 = 0,152 \cdot Ar_{кр2}^{0,715},$$

откуда

$$Ar_{кр2} = 83000.$$

Таким образом, переходная область осаждения соответствует $36 < Ar < 83000$.

Для автомодельной области, где $Ar > 83000$, зависимость между критериями можно найти, подставив $\xi = 0,44$:

$$Re = 1,74\sqrt{Ar} .$$

Таким образом, рассчитав критерий Ar , можно определить и установить область, в которой происходит осаждение. Затем по уравнению, характерному для данного режима осаждения, рассчитывают критерий Рейнольдса. И затем по критерию Рейнольдса вычисляют скорость осаждения:

$$w_{oc} = \frac{\mu Re}{d\rho} .$$

Для всех режимов осаждения скорость процесса может быть рассчитана по критерию Рейнольдса на основании единой интерполяционной зависимости:

$$Re = \frac{Ar}{18 + 0,575\sqrt{Ar}} .$$

Скорость осаждения частиц нешарообразной формы меньше, чем скорость осаждения шарообразных частиц. Для вычисления скорости нешарообразных частиц используется коэффициент формы φ_ϕ :

$$w'_{oc} = \varphi_\phi w_{oc} .$$

Коэффициент формы $\varphi_\phi < 1$ и определяется опытным путем. Для частиц округлой формы $\varphi_\phi \approx 0,77$, угловатых – $\varphi_\phi \approx 0,66$, продолговатых – $\varphi_\phi \approx 0,58$, пластинчатых – $\varphi_\phi \approx 0,43$. При расчете критериев подобия Re и Ar для частиц нешарообразной формы в качестве определяющего размера используется эквивалентный диаметр

$$d = \sqrt[3]{\frac{6V}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{6m}{\pi\rho}}$$

Расчет скорости осаждения капель жидкости в газе или в другой жидкости и пузырьков газа в жидкости даже для одиночных капель и пузырей усложняется вследствие изменения формы при их движении.

2.2.13. Движение жидкостей через неподвижные пористые слои

Во многих химико-технологических процессах имеет место движение жидкостей и газов через неподвижные зернистые и пористые слои.

Форма и размеры элементов зернистых слоев весьма разнообразны: частицы слоев осадка на фильтрах, гранулы, таблетки, кусочки катализаторов или адсорбентов, насадочные тела абсорбционных и ректификационных колонн. При этом зернистые слои могут быть монодисперсными или полидисперсными в зависимости от того, одинаковы или различны по размеру частицы зернистого слоя.

При движении жидкостей или газов через зернистый слой можно считать, что поток одновременно обтекает отдельные элементы слоя и движется внутри каналов непра-

вильной формы, образуемых пустотами и порами между элементами. Изучение такого движения, как указывалось выше, представляет смешанную задачу гидродинамики.

При расчете гидравлического сопротивления зернистого слоя может быть использована зависимость, аналогичная по виду для расчета потерь давления на трение в трубопроводах:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d_э} \cdot \frac{\rho w^2}{2} . \quad (2.8)$$

Коэффициент λ в уравнении (2.8) учитывает не только влияние сопротивления трения, но и дополнительные местные сопротивления, появляющиеся при движении жидкостей и газов по искривленным каналам в слое и обтекании его отдельных элементов.

Эквивалентный диаметр, соответствующий суммарному поперечному сечению каналов в зернистом слое, может быть определен через характеристики слоя. К ним относят:

– *удельную поверхность a* , представляющую собой поверхность элементов или частиц материала, находящихся в единице объема, занятого слоем;

– *долю свободного объема*, или *порозность ε* , представляющую собой отношение объема свободного пространства между частицами V_n к объему всего слоя $V_{сл}$, т.е. $\varepsilon = V_n / V_{сл} = (V_{сл} - V_ч) / V_{сл}$;

– эквивалентный диаметр

$$d_э = 4F / \Pi = 4(S\varepsilon / \alpha_к) / (Sa / \alpha_к) = 4\varepsilon / a , \quad (2.9)$$

где S – площадь сечения аппарата, заполненного зернистым слоем; α_κ – коэффициент кривизны каналов по толщине зернистого слоя.

Эквивалентный диаметр может быть выражен также через размер частиц, составляющих слой. Пусть в 1 м^3 объема, занимаемого слоем, имеется n частиц. Объем самих частиц составляет $(1 - \varepsilon)$, а их поверхность равна a .

Средний объем одной частицы

$$v = (1 - \varepsilon)/n = \pi d_q^3 / 6,$$

её поверхность

$$f = a / n = \pi d_q^2 / \Phi,$$

где $\Phi = F_{iu} / F$ – фактор формы частицы, представляющий отношение поверхности шара F_{iu} , имеющего тот же объем, что и рассматриваемая частица с поверхностью F . Для шарообразной частицы $\Phi = 1$.

Отношение поверхности частицы к ее объему

$$a / (1 - \varepsilon) = 6 / \Phi d_q,$$

откуда

$$a = 6(1 - \varepsilon) / \Phi d_q. \quad (2.10)$$

Подставим значение a в уравнение (2.9) и получим зависимость для расчета эквивалентного диаметра зернистого слоя через размер частиц:

$$d_g = 2\Phi \varepsilon d_q / [3(1 - \varepsilon)].$$

В уравнение (2.8) входит действительная скорость жидкости (газа) в каналах слоя, которую определить сложно. Наиболее целесообразно выразить ее через скорость, условно отнесенную к полному поперечному сечению слоя или аппарата. Эту скорость, равную отношению объемного расхода жидкости к площади поперечного сечения слоя, называют *фиктивной скоростью* w_0 .

Соотношение между действительной и фиктивной скоростями следующее:

$$w = w_0 / \varepsilon.$$

Подставив в уравнение (2.8) вместо длины канала l высоту зернистого слоя H , а также соответствующие выражения для d_s и w_0 , получим

$$\Delta p = \lambda \frac{H}{[2\Phi \varepsilon d_s / 3(1 - \varepsilon)]} \cdot \frac{\rho(w_0^2 / \varepsilon)}{2}$$

или

$$\Delta p = \frac{3(1 - \varepsilon)}{2\Phi \varepsilon^3} \lambda \frac{H}{d_s} \frac{\rho w_0^2}{2}. \quad (2.11)$$

Величина коэффициента сопротивления зависит от гидродинамического режима, определяемого критерием Рейнольдса, который в соответствии с принятыми обозначениями примет вид

$$Re = w d_0 \rho / \mu = 4w_0 \rho / (\varepsilon a \mu) = 4w_0 \rho / (a \mu). \quad (2.12)$$

При замене в уравнении (2.11) удельной поверхности a ее значением из формулы (2.10) получим

$$Re = 2/3 \cdot \Phi / (1 - \varepsilon) \cdot w_0 d_c \rho / \mu = 2/3 \cdot \Phi / (1 - \varepsilon) \cdot Re_0,$$

где $Re_0 = w_0 d_c \rho / \mu$ – модифицированный критерий Рейнольдса, выраженный через фиктивную скорость жидкости (газа) и размер частиц слоя.

Для расчета коэффициента сопротивления для всех режимов течения рекомендовано обобщенное уравнение следующего вида:

$$\lambda = 133/Re + 2,34.$$

Для ламинарного режима течения ($Re < 50$)

$$\lambda = 133/Re.$$

Подставим зависимости для λ и критерия Re в выражение (2.11) и после преобразования получим

$$\Delta p = 150 \frac{(1 - \varepsilon)^2 \mu H}{\Phi^2 \varepsilon^3 d_c} w_0 = 150 \frac{\varphi_\phi (1 - \varepsilon)^2 \mu H}{\varepsilon^3 d_c^2} w_0 \quad (2.13)$$

где $\varphi_\phi = 1/\Phi^2$ – коэффициент формы.

Уравнение (2.13) может быть использовано для расчета удельного сопротивления осадка в процессе фильтрования. Его также применяют для экспериментального определения фактора Φ или коэффициента формы

φ_f частиц зернистого слоя. Опыты проводят при ламинарном режиме течения жидкости (газа). Их несложно осуществить путем измерения сопротивления слоя Δp , определения фиктивной скорости w_0 при известных значениях вязкости жидкости (газа) и других параметрах зернистого слоя.

2.2.14. Гидродинамика псевдооживленных слоев

В химической технологии большое распространение получили процессы взаимодействия газов и жидкостей с твердыми зернистыми материалами, при проведении которых твердые частицы приобретают подвижность друг относительно друга за счет обмена энергией с движущимся потоком. Такое состояние твердых частиц называется «псевдооживленным слоем» в связи с внешним сходством с поведением капельной жидкости. Псевдооживленный слой принимает форму вмещающего сосуда (аппарата), его поверхность горизонтальна, тела, имеющие меньшую плотность, чем псевдооживленный слой, всплывают в нем, а большую – тонут. Кроме этого, имеются и другие свойства псевдооживленного слоя, характерные для жидкостей: текучесть, вязкость, поверхностное натяжение.

Широкое применение псевдооживления в технике обусловлено рядом положительных факторов. Твердые частицы в псевдооживленном состоянии вследствие текучести можно перемещать по трубам, что позволяет многие периодические процессы осуществлять непрерывно. Особенно выгодно применение псевдооживленного слоя для процессов, скорость которых определяется термическим или диффузионным сопротивлением в газовой фазе. Эти сопротивления в условиях псевдооживления уменьшаются

в десятки, а иногда и сотни раз, и скорость процессов соответственно увеличивается.

Благодаря интенсивному перемешиванию твердых частиц в псевдооживленном слое, практически выравнивается поле температур, устраняется возможность появления локальных перегревов и связанных с этим нарушений в протекании ряда технологических процессов.

Наряду с достоинствами псевдооживленному слою свойственны и определенные недостатки. Так, вызванное интенсивным перемещением твердых частиц выравнивание температур и концентраций в слое приводит к уменьшению движущей силы процесса. Возможность проскока значительных количеств газа без достаточного контакта с твердыми частицами снижает выход целевого продукта. Отрицательными факторами следует считать также износ самих твердых частиц, эрозию аппаратуры, возникновение значительных зарядов статического электричества, необходимость установки мощных газоочистительных устройств после аппаратов с псевдооживленным слоем.

Некоторые из перечисленных недостатков могут быть устранены рациональным конструированием аппарата.

Аппараты с псевдооживленным слоем используются для перемещения и смешивания сыпучих материалов, для проведения процессов обжига, теплообмена, сушки, адсорбции, каталитических и других процессов.

Гидродинамическая сущность процесса псевдооживления состоит в следующем. Если через слой твердых частиц, расположенный на поддерживающей перфорированной решетке аппарата, проходит поток псевдооживляющего агента (газа или жидкости), то состояние слоя оказывается различным в зависимости от скорости этого потока (рис. 2.19).

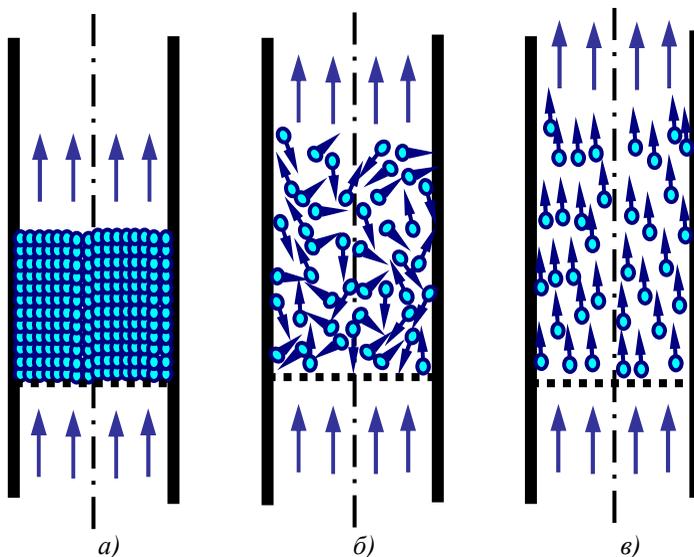


Рис. 2.19. Движение газа (жидкости) через слой твердых частиц: а – неподвижный слой; б – кипящий (псевдооживленный) слой; в – унос твердых частиц потоком

При плавном увеличении скорости потока от нуля до некоторого критического значения происходит обычный процесс фильтрования, при котором твердые частицы остаются неподвижными. На графике процесса псевдооживления (рис. 2.20), называемом кривой псевдооживления и выражающем зависимость перепада статического давления в слое зернистого и пылевидного материалов от скорости псевдооживающего агента, восходящая линия AB соответствует процессу фильтрации.

В случае малого размера частиц и невысоких скоростей фильтрации режим течения агента в слое ламинарный и отрезок AB представляет собой прямую линию. Для крупных частиц при достаточно высоких скоростях псевдооживающего агента перепад давления с увеличением

скорости растет нелинейно (для переходного и турбулентного режимов).

Для процесса фильтрации гидравлическое сопротивление определяется по формуле (2.11)

$$\Delta p = \frac{3(1-\varepsilon)}{2\Phi\varepsilon^3} \lambda \frac{H}{d_q} \frac{\rho w_0^2}{2} = \frac{3(1-\varepsilon)}{2\Phi\varepsilon^3} \left(\frac{133}{\text{Re}} + 2,34 \right) \frac{H}{d_q} \frac{\rho w_0^2}{2},$$

и критерий Рейнольдса вычисляется по формуле

$$\text{Re} = 2/3 \cdot \Phi / (1 - \varepsilon) \cdot w_0 d_q \rho / \mu .$$

Переход от процесса фильтрации к состоянию псевдооживления соответствует на кривой псевдооживления скорости жидкости (газа) W_{nc} , называемой *скоростью начала псевдооживления*. В начальный момент псевдооживления масса зернистого материала, приходящаяся на единицу площади поперечного сечения аппарата, уравнивается силой гидравлического сопротивления слоя:

$$\Delta p_{cl} = M_{cl} g / f ,$$

где M_{cl} , f – масса материала в слое и площадь поперечного сечения аппарата соответственно.

С учетом Архимедовых сил, действующих на частицы слоя, это выражение можно представить в виде

$$\Delta p_{cl} = g(\rho - \rho_0)(1 - \varepsilon_0)h_0 ,$$

где $\rho_0, \varepsilon_0, h_0$ – плотность, порозность и высота неподвижного слоя соответственно.

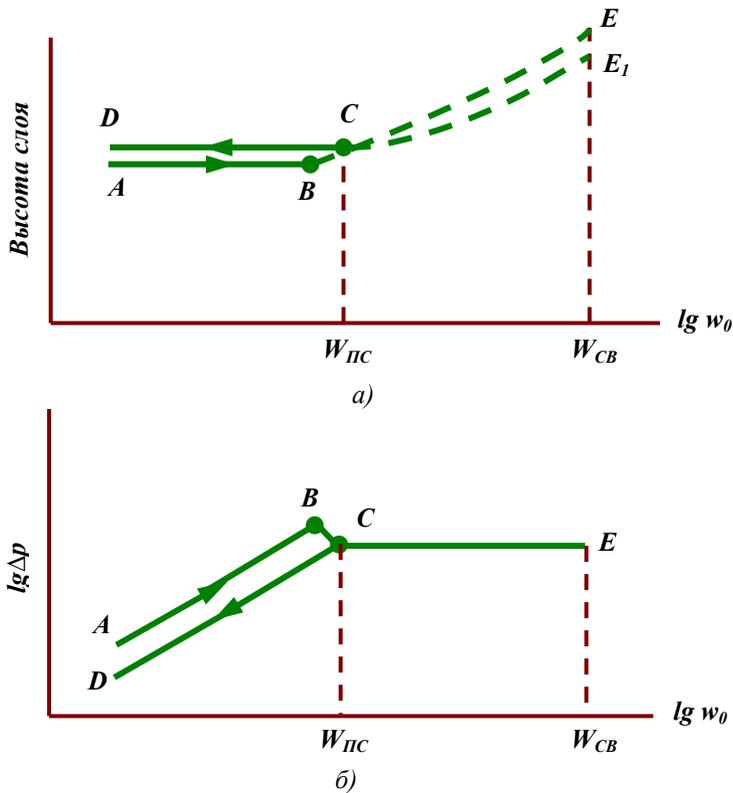


Рис. 2.20. Зависимости высоты зернистого слоя (а) и его гидравлического сопротивления (б) от скорости потока

При скорости начала псевдооживления и выше сопротивление слоя $\Delta p_{сл}$ сохраняет практически постоянное значение и зависимость $\Delta p_{сл} = f(W)$ выражается прямой

линией AB , параллельной оси абсцисс. Это связано с тем, что с ростом скорости псевдоожигающего агента контакт между частицами сокращается и они получают большую возможность хаотического перемешивания по всем направлениям. При этом возрастает среднее расстояние между частицами, т.е. увеличиваются порозность слоя и его высота. Высоту расширившегося слоя можно определить из условия сохранения постоянства перепада давления в псевдоожигенном слое:

$$\Delta p_{сл} = g(\rho - \rho_0)(1 - \varepsilon_0)h_0 = g(\rho - \rho_0)(1 - \varepsilon)h ,$$

откуда

$$h = h_0(1 - \varepsilon_0)/(1 - \varepsilon).$$

В зависимости от свойств псевдоожигающего агента и его скорости можно наблюдать несколько стадий процесса. При скоростях псевдоожигающего агента, несущественно превышающих скорость начала псевдоожигения, т.е. при $W \geq W_n$ имеет место *однородное* (спокойное) псевдоожигение.

При псевдоожигении газом по мере роста скорости в слое образуются компактные массы газа (пузыри) и на поверхности слоя появляются всплески твердых частиц. При этом наблюдаются значительные пульсации статического и динамического напоров псевдоожигающего агента. Такой характер гидродинамики слоя называется *неоднородным*.

При достижении некоторого второго критического значения скорости твердые частицы начинают выноситься из слоя и их количество в аппарате уменьшается. Эта ско-

рость называется скоростью уноса W_c . Порозность такого слоя стремится к единице и сопротивление слоя падает.

В инженерных расчетах очень важно оценить пределы существования псевдооживленного слоя, т.е. определить значения скоростей W_n и W_c .

Отношение рабочей скорости w , значение которой должно находиться в пределах между W_n и W_c , к скорости начала псевдооживления называется *числом псевдооживления*:

$$K_w = W / W_n.$$

В случае монодисперсного слоя для расчета скорости начала псевдооживления можно воспользоваться зависимостями

$$Re_n = \frac{Ar}{1400 + 5,22\sqrt{Ar}}, \quad W_n = Re_n \mu / (\rho d_u).$$

Скорость начала уноса, при которой происходят разрушение слоя и массовый унос частиц, определяют аналогично расчету скорости свободного осаждения частиц по уравнению, пригодному для всех режимов движения частиц:

$$Re_c = \frac{Ar}{18 + 0,0575\sqrt{Ar}}, \quad W_c = Re_c \mu / (\rho d_u).$$

2.3. Перемещение жидкостей (насосы)

2.3.1. Классификация и области применения насосов

Насосы – это машины, в которых производится преобразование механической энергии привода в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости, в результате чего происходит ее перемещение.

В химических и нефтехимических производствах насосы являются одним из основных видов оборудования, надежная работа которого обеспечивает непрерывность технологического процесса. Насосы используют для перекачивания жидкостей с разными физико-химическими свойствами (кислот, щелочей различных концентраций, органических продуктов, сжиженных газов и др. веществ) при различных температурах. Перекачиваемые жидкости характеризуются различной температурой кристаллизации, содержанием растворенных газов, взрывоопасностью, токсичностью, склонностью к полимеризации, налипанию и т.п.

От параметров перекачиваемой жидкости во многом зависит тип и надежность работы насоса. По принципу действия все насосы (рис. 2.21) делят на две большие группы – объемные, динамические, а также на эрлифты и монтежу, в которых для перемещения жидкости используется энергия сжатого воздуха.

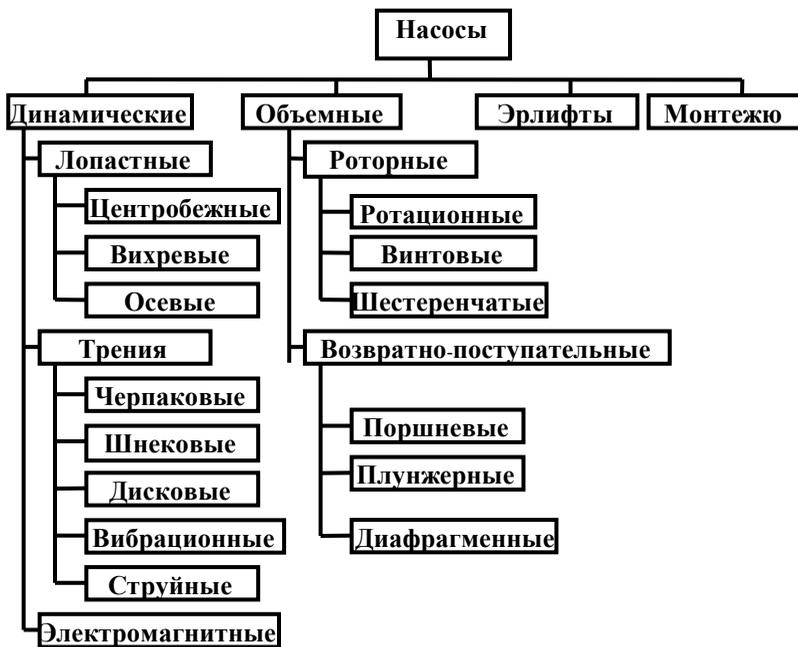


Рис. 2.21. Классификация насосов

Объемные насосы. Для транспортировки жидкостей при высоких давлениях применяют объемные насосы. На рис. 2.22 показаны схемы объемных насосов. К объемным насосам с возвратно-поступательным движением рабочего органа относятся поршневые, плунжерные, диафрагменные. С вращательным движением рабочего органа – ротационные, одно-, двух- и трехвинтовые, шестеренчатые.

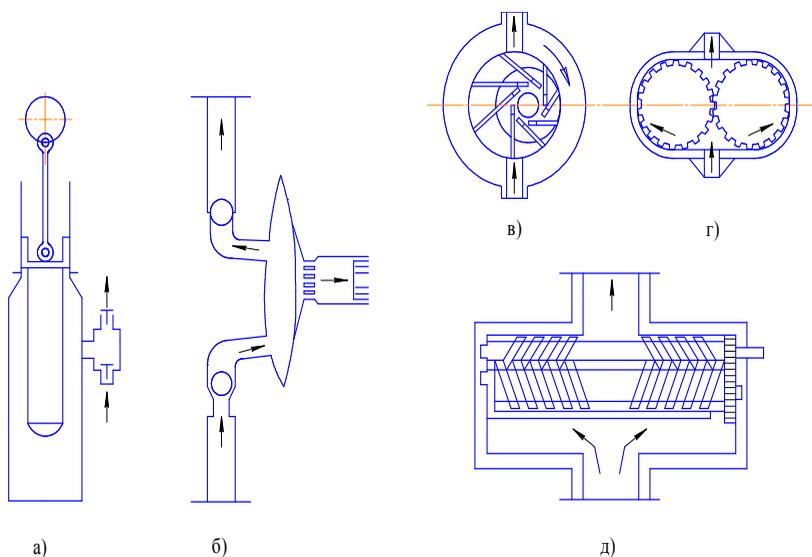


Рис. 2.22. Схемы конструкций объемных насосов: а – плунжерный; б – диафрагменный; в – ротационный; г – шестеренчатый; д – винтовой

Принцип действия объемных насосов состоит в вытеснении некоторого количества жидкости из рабочего объема машины. Энергия жидкости в них повышается в результате увеличения давления. В объемных насосах подача (производительность) не зависит от напора. Подача пропорциональна скорости перемещения рабочего органа или числу циклов в единицу времени. Объемные насосы являются самовсасывающими в отличие от динамических насосов. Их используют для перекачивания высоковязких, криогенных жидкостей, жидкостей с большим содержанием газов, паст, смол и других плохо текучих продуктов.

Динамические насосы. В насосах этого типа энергия жидкости увеличивается благодаря взаимодействию лопаток рабочего колеса и перемещающегося потока. Под действием вращающихся лопаток жидкость приводится во

вращательное и поступательное движение. При этом ее давление и скорость возрастают по мере движения в рабочем колесе.

В динамическом насосе увеличивается доля кинетической энергии в связи с увеличением скорости потока на выходе из рабочего колеса.

К динамическим насосам относятся вихревые, центробежные, диагональные, осевые насосы. Именно в таком порядке возрастают подачи насосов и уменьшаются создаваемые напоры.

Центробежные насосы. Принципиальная схема центробежного насоса приведена на рис. 2.23.

Центробежный насос (или ступень многоступенчатого насоса) состоит из подвода 1, рабочего колеса 2, ротора 3, отвода 4. Жидкость подается во входной патрубок насоса и затем в рабочее колесо, откуда под действием вращающихся лопаток нагнетается в отвод. Давление жидкости на выходе из отвода при этом становится больше, чем на входе, за счет торможения потока и преобразования кинетической энергии в потенциальную энергию давления.

К достоинствам центробежных насосов можно отнести отсутствие пульсаций потока жидкости и высокую приспособляемость к различным условиям работы за счёт применения соответствующих типов колес.

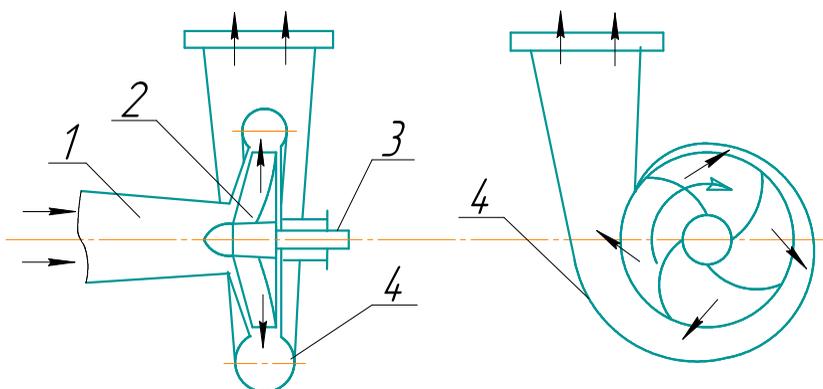


Рис. 2.23. Схема конструкции центробежного насоса

Недостатками центробежных насосов являются: ограниченный диапазон подач и напоров; низкий КПД при отклонении от номинальных режимов работы; снижение КПД с ростом вязкости перекачиваемой жидкости; зависимость подачи от противодействия и сопротивления системы; невозможность обеспечения работы с самовсасыванием жидкости в пусковой период без специальных устройств.

Вихревые насосы. Отличительная особенность этого типа насосов – вихревое движение жидкости (рис. 2.24). Многократное контактирование потока жидкости с рабочим колесом сопровождается повышенными потерями энергии, в результате чего КПД насосов не превышает 40–50 %. Вихревые насосы в сравнении с центробежными могут удалять газы из всасывающей линии, т.е. перекачивать газожидкостные смеси, и обеспечивают самовсасывание в пусковой период.

Осевые насосы используют для создания больших подач при перекачивании загрязненной воды, очищенных стоков, вязких и маловязких продуктов, подпиточной и

оборотной воды. По сравнению с центробежными осевые насосы имеют большие подачи и меньшие напоры.

В химической и нефтехимической промышленности широкое распространение получили в основном поршневые, плунжерные, ротационные и центробежные насосы.

Поршневые и плунжерные насосы отличаются более высокими КПД и создаваемыми давлениями, но ограничены производительностью.

Широкое применение для целей энергосбережения получили *струйные насосы*, которые успешно конкурируют с лопастными насосами при наличии сбросных высокопотенциальных потоков газа, пара и жидкостей.

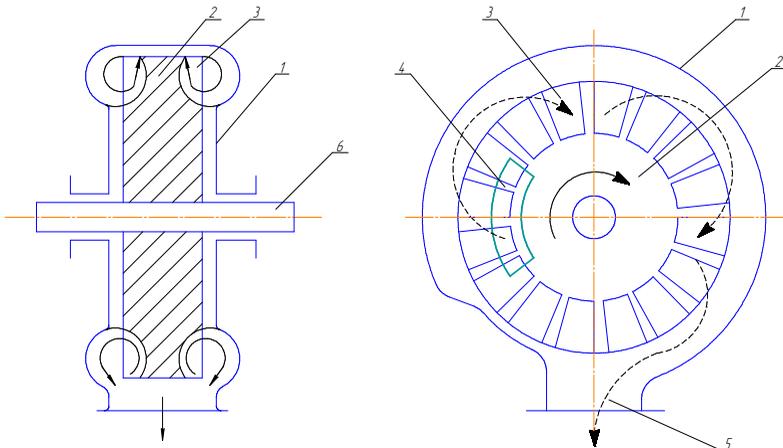


Рис. 2.24. Схема конструкции вихревого насоса: 1 – корпус; 2 – рабочее колесо; 3 – лопатки; 4 – окно всасывания; 5 – нагнетательный патрубок; 6 – вал

2.3.2. Параметры насосов

Работа насоса и насосной установки характеризуется рядом параметров, наиболее важными из которых являются следующие.

Подача насоса. Различают объемную и массовую подачу насоса. Объемная Q (массовая \bar{M}) подача – объем (масса) жидкости, подаваемой насосом в напорный патрубок в единицу времени. Объемная и массовая подачи связаны соотношением

$$\bar{M} = \rho \cdot Q,$$

где ρ – плотность жидкости.

Напор насоса – представляет собой энергию, сообщаемую насосом единице веса перемещаемой жидкости. Напор, в соответствии с уравнением Бернулли, равен разности полных напоров за насосом на линии нагнетания и на линии всасывания:

$$H_n = p_n / \rho \cdot g + w_n^2 / 2g + z_n,$$

$$H_{вс} = p_{вс} / \rho \cdot g + w_{вс}^2 / 2g + z_{вс};$$

$$H = H_n - H_{вс} = (p_n - p_{вс}) / \rho \cdot g + (w_n^2 - w_{вс}^2) / 2 \cdot g + (z_n - z_{вс})$$

где p_n и $p_{вс}$ – абсолютные давления на выходе и входе насоса; w_n и $w_{вс}$ – скорости жидкости на выходе и входе насоса; Z_n и $Z_{вс}$ – высоты точек замера давления, отсчитанные от произвольной горизонтальной плоскости сравнения.

Полезная мощность – мощность, сообщаемая насосом перемещаемой жидкости:

$$N_n = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H.$$

Мощность на валу (эффективная)

$$N_e = N_n / \eta_n.$$

Коэффициент полезного действия *представляет произведение трех коэффициентов, характеризующих отдельные виды потерь энергии в насосе:*

$$\eta_n = \eta_z \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{мех},$$

где η_z , $\eta_{об}$, $\eta_{мех}$ – гидравлический, объемный и механический КПД насоса соответственно.

Таким образом, потери энергии в насосе подразделяются на гидравлические, объемные и механические.

Гидравлические потери энергии связаны с трением жидкости и вихреобразованием в проточной части. Для лопастных насосов это сопротивление подвода, рабочего колеса и отвода.

Теоретический напор H_m , создаваемый насосом, больше напора действительного H на величину гидравлических потерь h_z :

$$H_m = H + h_z.$$

Гидравлический КПД представляет собой отношение действительного напора к теоретическому:

$$\eta_z = H / H_m.$$

Объемные потери связаны с перетеканием жидкости через зазоры из области повышенного в область пониженного давления, а также с утечками через уплотнения. Часть теряемой энергии учитывается объемным КПД:

$$\eta_{об} = Q / Q_m = (Q_m - Q_{ym}) / Q_m = 1 - Q_{ym} / Q_m$$

,

где Q_m – теоретическая производительность насоса; $Q_{ут}$ – перетечки внутри и утечки из насоса.

К механическим потерям относят трение в подшипниках, в уплотнениях вала, потери на трение жидкости о нерабочие поверхности рабочих колес (дисковое трение). Величина механических потерь оценивается механическим КПД:

$$\eta_{мех} = N_2 / N_6 .$$

Обычно для современных центробежных насосов $\eta_2 = 0,90-0,96$; $\eta_{об} = 0,96-0,98$; $\eta_{мех} = 0,80-0,94$. Значения КПД насосов, таким образом, находятся в пределах $0,6-0,9$.

Для оценки насосного агрегата в целом используется КПД агрегата (насосной установки) – η_a , вычисляемый как отношение полезной мощности насоса к мощности агрегата (в случае электрического привода насоса мощность агрегата – электрическая мощность на клеммах двигателя).

Таким образом, мощность насоса при электрическом приводе

$$N_n = N_n / \eta_a = N_n / \eta_2 \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{эл} .$$

Мощность приводного двигателя выбирают с учетом возможного отклонения режима работы насоса от его номинального (паспортного) режима. Чтобы не перегружать двигатель при любых отклонениях от номинального режима и при пуске, его мощность выбирают с запасом:

$$N_{дв} = k \cdot N_n ,$$

где коэффициент запаса мощности $k = 1,1-1,5$ (принимается большим с уменьшением мощности насоса).

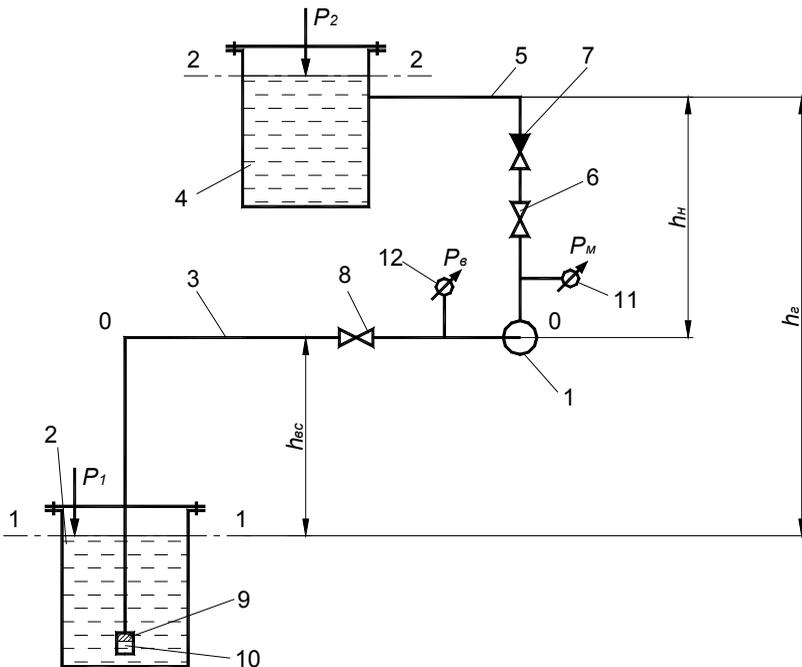
2.3.3. Насосная установка

Насосная установка включает в себя насос, всасывающий и нагнетательный трубопроводы, системы регулирования, контроля и защиты.

На рис. 2.25 приведена насосная установка на основе лопастной машины. К насосу 1 жидкость поступает из приемной емкости 2 по всасывающему трубопроводу 3. Жидкость насосом нагнетается в напорный резервуар 4 по напорному трубопроводу 5. На нагнетании насоса имеется задвижка 6, при помощи которой можно менять подачу насоса. Иногда на трубопроводе 5 устанавливают обратный клапан 7, перекрывающий напорный трубопровод при остановке насоса и препятствующий обратному току жидкости из напорного резервуара.

Рис. 2.25. Насосная установка

Если давление в приемном резервуаре отличается от атмосферного или насос расположен ниже уровня жидко-



сти в приемном резервуаре, то на всасывающем трубопроводе устанавливают задвижку 8, которую перекрывают при остановке или ремонте.

В начале всасывающего трубопровода устанавливают фильтровальную сетку 9, предохраняющую насос от попадания в него твердых частиц, и клапан 10, позволяющий залить всасывающий трубопровод и насос перед пуском.

Работа насоса может контролироваться расходомером, измеряющим производительность насоса, манометром 11, установленным на напорном трубопроводе, и вакуумметром 12, установленным на всасывающем трубопроводе, позволяющими определять напор насоса.

Рассмотрим случай, когда жидкость необходимо подавать на высоту h_2 из приемной емкости с давлением p_1 в напорную емкость с давлением p_2 . Запишем уравнения Бернулли для сечений 1-1 и 0-0 (сторона всасывания):

$$p_1 / \rho \cdot g + w_1^2 / 2g = p_{ec} / \rho g + w_{ec}^2 / 2g + h_{ec} + h_{нвс}$$

и 0-0 и 2-2 (сторона нагнетания):

$$p_n / \rho g + w_n^2 / 2g = p_2 / \rho g + w_2^2 / 2g + h_n + h_{нн}.$$

Потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений на всасывании и нагнетании

$$h_{нвс} = \left(\lambda_{вс} \cdot \frac{l_{вс}}{d_{вс}} + \sum \xi_{вс} \right) \cdot w_{вс}^2 / 2 ,$$

$$h_{нн} = \left(\lambda_{н} \cdot \frac{l_{н}}{d_{н}} + \sum \xi_{н} \right) \cdot w_{н}^2 / 2 .$$

В связи с тем, что приемная и напорная емкости имеют большие объемы и площади резервуаров много больше площади трубопроводов, принимается, что $w_1 = w_2 = 0$.

Тогда напор насоса

$$H = (p_n - p_{вс}) / \rho \cdot g = (p_2 - p_1) / \rho \cdot g + (w_n^2 - w_{вс}^2) / 2g + h_2 + h_{нвс} + h_{нн}.$$

Таким образом, напор насоса затрачивается на преодоление разности давлений в напорном и приемном резервуарах, на сообщение кинетической энергии потоку жидкости на выходе из насоса (при равенстве диаметров трубопроводов на всасывании и нагнетании насосов ($d_{вс} = d_n$) скорости на всасывании и нагнетании одинаковы ($w_{вс} = w_n$), в этом случае второе слагаемое равно нулю), на подъем жидкости на высоту и преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Если давления в емкостях равны и трубопровод горизонтальный, напор, создаваемый насосом, затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Напор насоса экспериментально можно определить по показаниям манометра и вакуумметра на выходе и входе насоса:

$$H = (p_n - p_{вс}) / \rho \cdot g + \Delta h ,$$

где Δh – разность в высотах расположения манометра и вакуумметра.

Характерным параметром, определяющим работу насоса на стороне всасывания, является *допускаемая вакуумметрическая высота всасывания*, которая определяется из уравнения Бернулли для сечений 1-1 и 0-0:

$$h_{вс} = p_1 / \rho \cdot g - (p_n + \rho \cdot w_{вс}^2 / 2 + \Delta p_{вс}) / \rho \cdot g ,$$

где p_n – давление насыщенного пара при температуре перекачиваемой жидкости; $\Delta p_{вс}$ – потери давления во всасывающем трубопроводе.

Величина допускаемой вакуумметрической высоты всасывания связана с геометрической высотой всасывания, которая представляет собой разность высот геометрической оси всасывающего трубопровода насоса и уровня жидкости в приемном резервуаре. Если уровень жидкости в приемном резервуаре расположен выше оси всасывающего трубопровода насоса, то эту величину называют *подпором* (он представляет собой отрицательную геометрическую высоту всасывания).

2.3.4. Основное уравнение лопастных машин (уравнение Эйлера)

Уравнение Эйлера устанавливает зависимость между скоростями потока и энергией, сообщаемой жидкости.

Как известно из гидромеханики, если скорость жидкости или газа, протекающего по какому-либо каналу, меняется по величине или направлению, то на стенки канала действует сила P , которая равна изменению количества движения в единицу времени:

$$P = \frac{d(m \cdot C)}{d\tau}.$$

Если жидкость протекает через вращающееся колесо, то на него действует момент, равный разности моментов количества движения входящего и выходящего потоков жидкости. Чтобы уравновесить этот момент количества движения, необходимо на колесо воздействовать равным моментом внешних сил, но в противоположном направлении.

Если через колесо протекает \bar{m} [кг/с] жидкости, то момент количества движения относительно оси вращения на радиусе r

$$M_R = \bar{m} \cdot C \cdot a = \bar{m} \cdot C \cdot r \cdot \cos\alpha.$$

В этом произведении $C \cdot \cos\alpha = c_u$.

Момент, с которым поток воздействует на вращающееся колесо (рис. 2.26), рассчитывается как

$$M = \bar{m} \cdot (r_2 \cdot C_{2u} - r_1 \cdot C_{1u}) \text{ или } M \cdot \omega = N,$$

тогда

$$N = \bar{m} \cdot \omega \cdot (r_2 \cdot C_{2u} - r_1 \cdot C_{1u}) = \bar{m} \cdot (u_2 \cdot C_{2u} - u_1 \cdot C_{1u}).$$

Удельная работа, передаваемая рабочим колесом газу:

$$l = \frac{N}{\dot{m}} = H_m ,$$

а теоретический напор, создаваемый рабочим колесом при бесконечном числе лопаток: $H_m = u_2 \cdot C_{2u} - u_1 \cdot C_{1u}$.

Если газ входит радиально на лопатки рабочего колеса ($C_{1u} = 0$), то уравнение для теоретического напора имеет следующий вид:

$$H_m = u_2 \cdot C_{u2} .$$

Уравнение Эйлера для центробежного насоса можно представить в иной форме. Из треугольников скоростей следует:

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2 \cdot C_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha_1 = C_1^2 + U_1^2 - 2 \cdot U_1 \cdot C_{1u} ,$$

$$W_2^2 = C_2^2 + U_2^2 - 2 \cdot C_2 \cdot U_2 \cdot \cos \alpha_2 = C_2^2 + U_2^2 - 2 \cdot U_2 \cdot C_{2u} ,$$

$$U_1 \cdot C_{1u} = \frac{1}{2} \cdot (C_1^2 + U_1^2 - W_1^2) , U_2 \cdot C_{2u} = \frac{1}{2} \cdot (C_2^2 + U_2^2 - W_2^2) ,$$

тогда теоретический напор

$$\begin{aligned} H_m &= U_2 \cdot C_{2u} - U_1 \cdot C_{1u} = \frac{1}{2} \cdot (C_2^2 + U_2^2 - W_2^2) - \frac{1}{2} \cdot (C_1^2 + U_1^2 - W_1^2) = \\ &= \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} , \end{aligned}$$

где $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2}$ – величина работы (напора), которая затрачивается в колесе на повышение давления вследствие действия на газ центробежных сил; $\frac{W_1^2 - W_2^2}{2}$ – величина работы, которая затрачивается в колесе на повышение давления вследствие снижения относительной скорости с w_1 до w_2 ; $\frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$ – величина работы, которая затрачивается на повышение кинетической энергии газа в колесе.

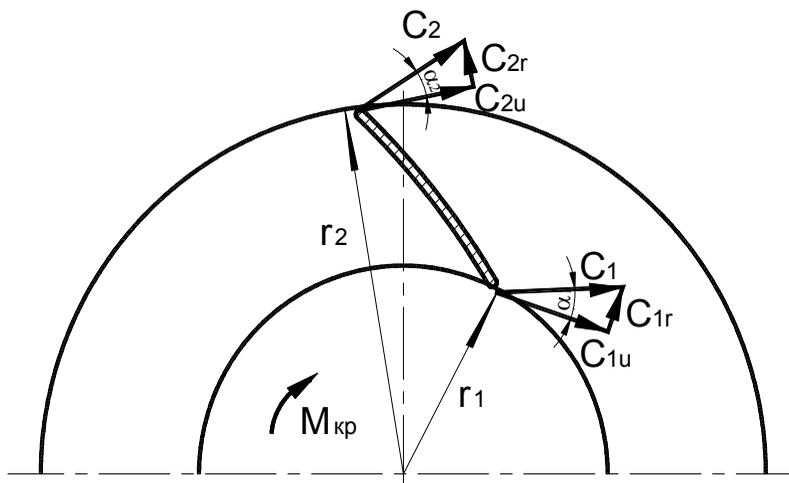


Рис. 2.26. Схема к выводу уравнения Эйлера

При сжатии без потерь статическое давление в рабочем колесе повышается на величину, соответствующую работе, называемой статическим напором:

$$H_{ст} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2},$$

тогда динамический напор

$$H_{дин} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2},$$

а уравнение для теоретического напора имеет вид

$$H_m = H_{ст} + H_{дин}$$

Отношение статического напора к теоретическому

$$\frac{H_{ст}}{H_m} = \frac{H_m - H_{дин}}{H_m} = 1 - \frac{H_{дин}}{H_m} = 1 - \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2 \cdot H_m} = \theta$$

называют *степенью реактивности* лопаточных машин, которая показывает, какую долю составляет потенциальная энергия в общей энергии, передаваемой газу в рабочем колесе.

При отсутствии предварительного закручивания на входе ($C_{1u} = 0$) и равенстве радиальных проекций абсолютных скоростей на входе и выходе из рабочего колеса ($C_{1r} = C_{2r} = C_l$)

$$\theta = 1 - \frac{(C_2^2 - C_1^2)}{2 \cdot h_m}$$

$$= 1 - \frac{(C_{2u}^2 + C_{2r}^2 - C_{1u}^2 - C_{1r}^2)}{2 \cdot (C_{2u} \cdot U_2 - C_{1u} \cdot U_1)} = 1 - \frac{C_{2u}^2}{2 \cdot U_2 \cdot C_{2u}},$$

$$\theta = 1 - \frac{C_{2u}}{2 \cdot U_2}.$$

Из треугольника скоростей на выходе следует:

$$C_{2u} = U_2 - C_{2r} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2,$$

тогда степень реактивности

$$\theta = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{C_{2u}}{U_2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 \right).$$

С увеличением угла на выходе потока из рабочего колеса β_2 степень реактивности уменьшается, повышается доля динамической составляющей, что нежелательно. Степень реактивности характеризует форму лопаток с точки зрения создаваемого ими статического напора. Машины с малой степенью реактивности имеют более низкий КПД, чем насосы с большей степенью реактивности. Это объясняется тем, что у лопаток с малой степенью реактивности динамический напор больше статического и поэтому выходные скорости достаточно высоки. Для их снижения используются диффузоры, которые имеют низкий КПД.

По степени реактивности различают три типа колес:

- реактивные ($0,5 < \theta < 1$);
- радиальные ($\theta = 0,5$);
- активные ($0 < \theta < 0,5$).

Колеса центробежных насосов, как правило, выполняют с загнутыми назад лопатками, хотя они создают меньший напор. Это обусловлено тем, что в рабочих колесах радиального и активного типов ($\beta_{л2} \leq 90^\circ$) межлопаточный канал получается коротким с большим углом диффузорности, в связи с чем гидравлические потери в таких колесах значительно больше, чем в межлопаточном канале реактивного колеса. С увеличением угла $\beta_{л2}$ форма рабочих характеристик приводит к неустойчивой работе насоса. В современных центробежных насосах лопатки выполняют загнутыми назад под углом 18–30°.

2.3.5. Характеристики центробежных насосов

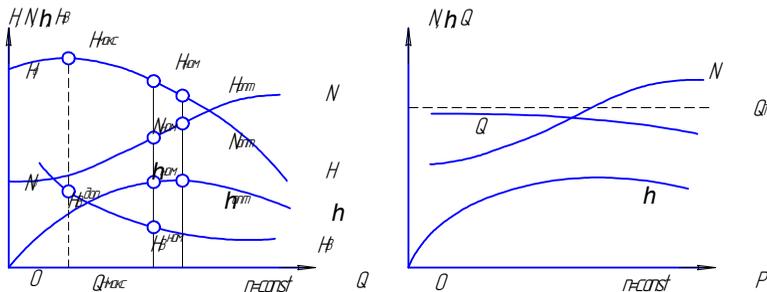
Зависимости между основными параметрами лопастных насосов для различных режимов работы принято представлять графически в виде характеристик.

Характеристикой насоса называют графические зависимости основных его параметров от подачи (для объемных насосов – от создаваемого давления) $H=f_1(Q)$, $N=f_2(Q)$, $\eta_n=f_3(Q)$ и $H_e=f_4(Q)$ при постоянных числах оборотов вала двигателя насоса и неизменных свойствах жидкости на входе. Характеристики насоса (рис. 2.27) получают только экспериментально.

а) б)

Рис. 2.27. Характеристики лопастных (а) и объемных насосов (б)

Рабочая часть характеристики – зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется его длительная эксплуатация. Для этой части характеристики до-

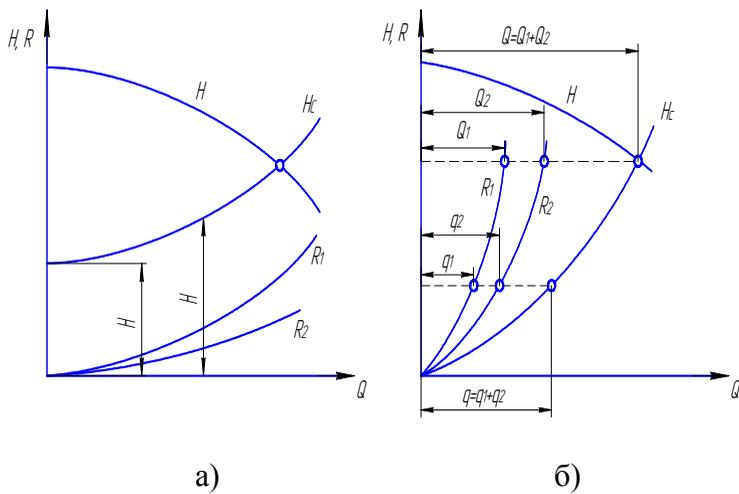


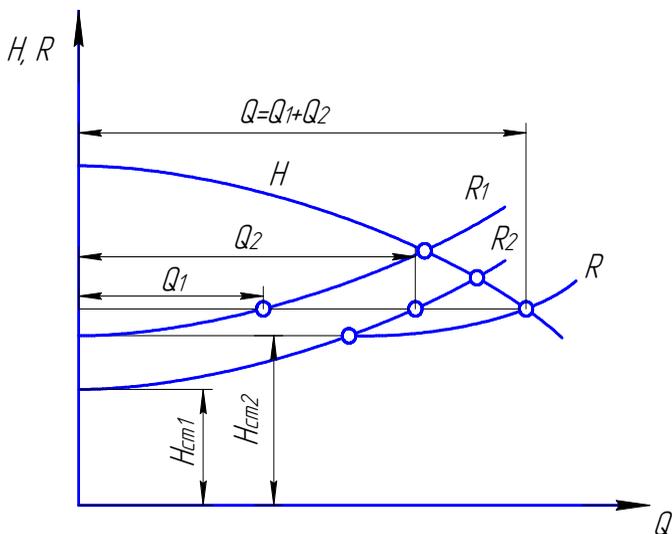
пустимо снижения значения КПД на 2–3 % от его максимального значения.

Форма характеристики насоса зависит от конфигурации проточной части насоса, соотношения кинематических параметров потока в проточной части, вязкости и т. п.

В общем случае напорная характеристика $H=f_1(Q)$ представляет собой кривую, показывающую изменение напора при увеличении подачи. Характеристика $\eta_n = f_3(Q)$

имеет максимум, по которому устанавливается оптимальный режим эксплуатации насоса.





в)

Рис. 2.28. Характеристики насоса и сети с двумя последовательными (а) и параллельными (б) горизонтальными участками и с двумя параллельными участками, расположенными на различных отметках (в)

Характеристикой сети называют графическую зависимость напора в сети H_c от расхода Q . Графически установившееся рабочее состояние системы «насос — сеть» определяется точкой пересечения характеристики насоса с характеристикой сети (рис. 2.28), которую называют *рабочей точкой*.

Для характеристик насоса и сети может быть только одна рабочая точка, определяющая устойчивый рабочий режим системы. По условиям эксплуатации расход сети может изменяться. При этом будет изменяться напор в сети и, следовательно, положение рабочей точки. Всякое но-

вое положение рабочей точки может быть получено изменением формы и положения характеристик насоса и сети.

Работу насосной установки регулируют с целью изменения параметров работы – подачи и напора; при этом меняются также значения N и η . Регулирование может осуществляться воздействием на элементы сети или на насос. В общем случае ординаты характеристики сети представляют собой сумму напоров – статического H_{cm} и динамического, равного гидравлическому сопротивлению сети R (сумма гидравлических сопротивлений на трение по длине и местных сопротивлений).

Трубопроводная сеть может состоять из нескольких участков разной длины, различного диаметра, расположенных на различных отметках, соединенных последовательно или параллельно.

При последовательном соединении участков характеристику сети получают суммированием их сопротивлений при данной подаче. На рис. 2.28а приведена работа насоса на сеть при статическом напоре H_{cm} и гидравлических сопротивлениях двух последовательно включенных участков трубопроводов R_1 и R_2 :

$$H_c = H_{cm} + R_1 + R_2.$$

При параллельном соединении участков трубопроводов абсциссы характеристики сети получают суммированием расходов жидкости, проходящей через отдельные участки при постоянном напоре.

На рис. 2.28б показан график работы насоса на сеть, состоящую из двух параллельно соединенных горизонтальных участков трубопроводов с гидравлическими сопротивлениями R_1 и R_2 .

Характеристика сети Q может быть найдена суммированием произвольно выбранных подач Q_1 и Q_2 .

На рис. 2.28в рассмотрен случай, где каждый из параллельно соединенных участков с гидравлическими сопротивлениями R_1 и R_2 имеет свой статический напор H_{cm_1} и H_{cm_2} , поскольку участки расположены на разных отметках. В этом случае характеристика сети представляет собой ломаную кривую, которая состоит из характеристики R_2 до пересечения ее с линией статического напора H_{cm_1} , а затем из кривой, получаемой суммированием подач.

2.4. Сжатие и перемещение газов (компрессоры)

2.4.1. Классификация компрессоров

Компрессоры представляют собой машины, предназначенные для сжатия и перемещения газов за счет механической энергии, подводимой от двигателя.

Практически нет ни одной отрасли промышленности, где бы не применялись компрессоры. Около 15 % всей электроэнергии, получаемой электростанциями России, расходуется на привод компрессоров.

Очень широко компрессоры представлены в химической и нефтехимической промышленности. Так, при синтезе аммиака требуется сжатие газов до 32–70 МПа, для производства полиэтилена – до 250 МПа и более. В производстве метанола, каучука, искусственного жидкого топлива используются газы, давление которых измеряется десятками и сотнями мегапаскалей.

Компрессоры классифицируются по принципу действия, конструктивному исполнению, области рабочих давлений и др.

По принципу действия компрессоры делят на объемные (статического действия), лопастные (динамического действия) и термокомпрессоры.

Согласно кинетической теории, давление газа определяется количеством ударов молекул в единицу времени, приходящимся на единицу поверхности, и зависит также от интенсивности этих ударов. Количество ударов зависит от концентрации молекул в единице объема газа. Интенсивность ударов связана со скоростью молекул газа, которая зависит от температуры.

Повышения давления можно добиться увеличением количества ударов молекул на единицу поверхности – сближением молекул друг с другом, т.е. увеличением количества молекул в единице объема; увеличением скорости движения молекул механическим путем с последующим торможением потока; повышением температуры газа.

Сближение молекул можно осуществлять уменьшением объема замкнутого пространства, в котором находится газ, увеличением скорости потока газа и последующим его торможением.

Первый принцип реализован в объемных компрессорах, для которых характерны отсутствие непрерывного потока газа, периодичность рабочих процессов.

Второй принцип реализован в лопастных компрессорах, отличающихся непрерывностью потока газа и рабочих процессов.

Повышение давления за счет увеличения температуры при использовании так называемых термокомпрессоров не нашло широкого применения в промышленности.

По конструктивному выполнению объемные компрессоры делятся на поршневые и роторные, лопастные – на центробежные и осевые компрессоры. В свою очередь поршневые компрессоры – на компрессоры с кривошипно-шатунным механизмом и со свободно движущимися

поршнями. Роторные компрессоры – на ротационные пластинчатые, винтовые, жидко-кольцевые, ротационные с катящимся поршнем.

По областям рабочих давлений (степени повышения давления $P=p_n/p_{вс}$) компрессоры подразделяются на собственно компрессоры ($P=2,5-2500$), газодувки ($P=1,1-4,0$), вентиляторы ($P=1,0-1,15$) и вакуумные насосы ($p_K= 0,1$ МПа, $P=1-50$). На рис. 2.29 показаны области применения различных типов компрессоров.

Каждый из рассмотренных типов компрессоров можно также классифицировать по отдельным частным признакам: числу ступеней, величине производительности, величине создаваемого давления, конструктивному выполнению, составу сжимаемого газа, приводу и т.п.

Наиболее типичным представителем объемных компрессоров является поршневой. Поршневые компрессоры получили самое широкое распространение. Они отличаются от компрессоров других типов высокой экономичностью, простотой конструкции, обслуживания и ремонта, большой надежностью. По численности поршневые компрессоры составляют более 80 % от всего компрессорного парка страны.

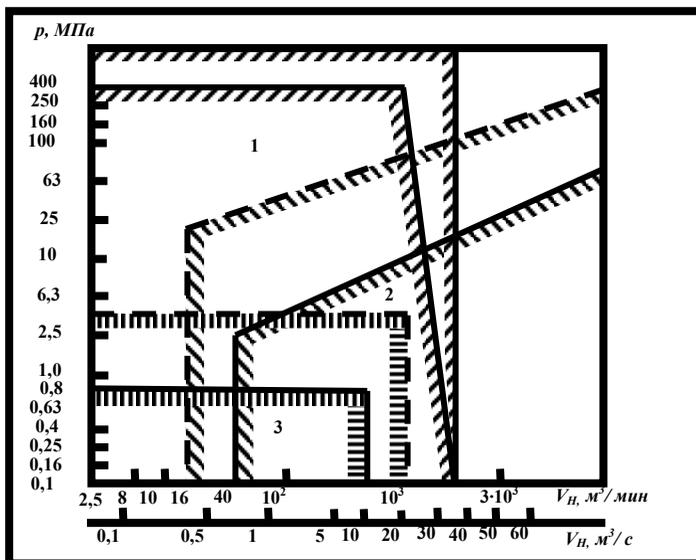


Рис. 2.29. Области рационального использования компрессоров в зависимости от давлений и производительностей: 1 – поршневые и мембранные; 2 – турбокомпрессоры; 3 – роторные компрессоры

2.4.2. Поршневые компрессоры

Поршневым называется компрессор объемного действия, в котором изменение объема рабочей полости осуществляется поршнем, совершающим прямолинейное возвратно-поступательное движение.

Превращение вращательного движения вала приводного двигателя в прямолинейное возвратно-поступательное движение поршня может осуществляться кривошипно-шатунным, кулисным или кулачковым механизмами. В поршневых компрессорах более всего распространен кривошипно-шатунный механизм.

Поршневые компрессоры классифицируют следующим образом:

- по числу ступеней – одноступенчатые, многоступенчатые (не более семи);

- по производительности – малые до $10 \text{ м}^3/\text{мин}$, средние $10\text{--}100 \text{ м}^3/\text{мин}$, крупные более $100 \text{ м}^3/\text{мин}$;

- по величине создаваемого давления – низкого – ($p_k < 2,5 \text{ МПа}$), среднего – $2,5\text{--}10,0 \text{ МПа}$, высокого – $10,0\text{--}35 \text{ МПа}$, сверхвысокого – более 35 МПа ;

- по конструктивному исполнению – компрессоры простого и двойного действия; горизонтальные, вертикальные и угловые; однорядные и многорядные; крейцкопфные и бескрейцкопфные; с дисковым, тронковым или дифференциальным поршнем и т.п.;

- по составу сжимаемого газа: воздушные и газовые, кислородные, этиленовые, азотоводородные, аммиачные и т.д.

На рис. 2.30 приведены принципиальные схемы поршневых компрессоров одностороннего и двухстороннего действия.

В зависимости от привода различают поршневые компрессоры с электродвигателем, ДВС, гидроприводом и др.

Поршневые компрессоры дополнительно делят на компрессоры со смазкой и без смазки цилиндров, с водяным и воздушным охлаждением.

Для характеристики поршневых компрессоров пользуются понятиями: объем, описываемый поршнем за один оборот (рабочий объем цилиндра V_h), значение которого для компрессора:

простого действия

$$V_h = F_n \cdot S = \pi \cdot D_H^2 / 4 \cdot S ;$$

двойного действия

$$V_h = F_n \cdot S + (F_n - F_{шт}) \cdot S = \left(\pi \cdot D^2 / 4 + \pi \cdot D_n^2 / 4 - \pi \cdot D_{шт}^2 / 4 \right) \cdot S = (D^2 - 0,5 d_{шт}^2) \cdot S \cdot \pi / 2$$

и объем, описываемый поршнем в единицу времени:

$$\bar{V}_h = V_h \cdot n,$$

где n – число оборотов коленчатого вала.

Объем, описываемый поршнем компрессора в единицу времени, в конечном итоге определяет производительность и подачу компрессора.

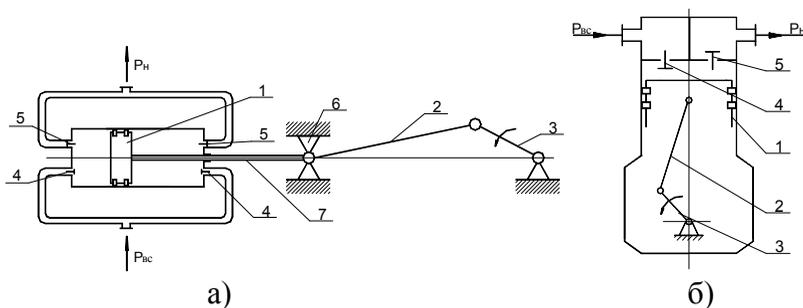


Рис. 2.30. Принципиальные схемы поршневых компрессоров:
 а – одностороннего действия; б – двухстороннего действия;
 1 – поршень с кольцами; 2 – шатун; 3 – кривошип;
 4, 5 – всасывающий и нагнетательный клапаны; 6 – крейцкопф; 7 – шток

Производительностью компрессора называется объем газа, нагнетаемый в единицу времени и замеренный на выходе, но пересчитанный на условия всасывания, т.е. на давление и температуру перед всасывающим патрубком.

Подачей называется масса газа, подаваемого компрессором потребителю в единицу времени \bar{M} (кг/с).

На производительность компрессора значительное влияние оказывает мертвый (вредный) объем. Мертвый объем – часть объема рабочей полости, из которого поршнем не может быть вытеснен сжимаемый газ. Мертвый объем состоит из объема в зазоре между поршнем и крышкой цилиндра, объемов в каналах, которые служат для сообщения полости цилиндра с запорными элементами клапанов, и объемов различных пустот, каналов и выемок в поршне и цилиндре.

В расчетных зависимостях принято пользоваться безразмерной величиной относительного мертвого объема:

$$a = V_m / V_h.$$

2.4.3. Теоретический и рабочий процесс в поршневом компрессоре

Понятие «теоретический процесс» для поршневого компрессора связано с введением определенных упрощений, которые позволяют рассчитать этот процесс простыми зависимостями, заимствованными из курса технической термодинамики.

Основными из этих допущений и упрощений являются следующие: отсутствует мертвый объем (нет процесса обратного расширения); утечки газа через неплотности рабочей полости равны нулю; нет гидравлических потерь при течении газа в каналах клапанов и трубопроводах; отсутствуют потери энергии на преодоление механического трения.

Работа в компрессоре затрачивается на сжатие и перемещение газа. Удельная работа на сжатие и перемещение газа в ступени

$$l = l_{\text{вс}} + l_{\text{сж}} + l_{\text{н}} = -p_1 \cdot v_1 + \int_1^2 p dv + p_2 \cdot v_2 = \int_1^2 v dp$$

В теории поршневых компрессоров нашли применение несколько видов термодинамических процессов, отличающихся друг от друга процессами сжатия. Это изотермический, адиабатический и политропический процессы.

Удельная работа в изотермическом процессе ($T = \text{const}$)

$$l_{\text{из}} = \int_1^2 v dp = \int_1^2 \frac{p_1 \cdot v_1}{p} \cdot dp = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1},$$

в адиабатическом процессе ($dQ = 0$):

$$p_1 \cdot v_1^k = p \cdot v^k, \quad v = v_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p} \right)^{1/k},$$

$$\begin{aligned} l_{\text{ад}} &= \int_1^2 v_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p} \right)^{1/k} \cdot dp = p_1^{1/k} \cdot v_1 \cdot \int_1^2 \frac{dp}{p^{1/k}} = p_1^{1/k} \cdot v_1^{k-1} \cdot \left(p_2 \cdot \frac{k-1}{k} - p_1 \cdot \frac{k-1}{k} \right) = \\ &= p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = R \cdot T_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \end{aligned}$$

в политропическом процессе:

$$l_n = p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{n}{(n-1)}.$$

$$\left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = R \cdot T_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Мощность компрессора

$$N = \bar{M} \cdot l, \quad \bar{M} = \bar{V}_h \cdot \rho_1 = \bar{V}_h / v_1.$$

Изотермическая мощность

$$N_{из} = \bar{M} \cdot l_{из} = \frac{\bar{V}_h}{v_1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = p_1 \cdot \bar{V}_h \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Адиабатическая мощность

$$N_{ад} = \bar{M} \cdot l_{ад} = p_1 \cdot \bar{V}_h \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Политропическая мощность

$$N_{пол} = \bar{M}_{пол} \cdot l_{ад} = p_1 \cdot \bar{V}_h \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

2.4.4. Производительность действительного поршневого компрессора

Производительность действительного компрессора меньше производительности теоретического одноступенчатого. Ее уменьшение при этом принято оценивать коэффициентом производительности λ :

$$\bar{V} = \lambda \cdot \bar{V}_h.$$

Коэффициент производительности $\lambda = \frac{\bar{V}_o}{\bar{V}_h}$ показывает, какую часть составляет производительность компрессора в действительном процессе от его производительности в теоретическом.

Зависимость для действительной подачи компрессора

$$\bar{M} = \lambda \cdot \bar{M}_m.$$

Представим подачу компрессора в виде

$$\bar{M} = \bar{M}_{ec} - \Delta \bar{M}_{ym} = \bar{M}_{ec} \cdot \left(1 - \frac{\Delta \bar{M}_{ym}}{\bar{M}_{ec}} \right),$$

$$\bar{M}_{ec} = \rho_1 \cdot V_{ec} \cdot n,$$

где \bar{M}_{ec} и V_{ec} – массовый расход и объем свежего газа, поступившего в цилиндр; $\Delta \bar{M}_{ym}$ – массовый расход утечек газа из цилиндра; ρ_1 – плотность газа в конце процесса всасывания.

В свою очередь,

$$p_1 \cdot v_1 = R \cdot T_1, \quad \rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1}, \quad \rho_{ec} = \frac{p_{ec}}{R \cdot T_{ec}}.$$

Теоретическая подача компрессора

$$\bar{M}_m = \rho_{ec} \cdot V_h \cdot n,$$

тогда окончательно получим

$$\lambda = \frac{\bar{M}}{\bar{M}_m} = \frac{\bar{M}_{вс} \cdot \left(1 - \frac{\Delta \bar{M}_{ym}}{\bar{M}_{вс}}\right)}{\bar{M}_m} = \frac{p_1}{p_{вс}} \cdot \frac{T_{вс}}{T_1} \cdot \frac{V_{вс}}{V_h} \cdot \left(1 - \frac{\Delta \bar{M}_{ym}}{\bar{M}_{вс}}\right) = \lambda_p \cdot \lambda_T \cdot \lambda_v \cdot \lambda_z,$$

где λ_p – коэффициент давления, учитывающий потери производительности из-за гидравлических потерь в процессе всасывания; λ_T – температурный коэффициент, учитывающий потери производительности от нагрева газа в процессе всасывания; λ_v – объемный коэффициент, учитывающий потери производительности в связи с наличием мертвого пространства; λ_z – коэффициент герметичности, учитывающий потери производительности за счет утечек.

В общую зависимость для коэффициента подачи вводят еще и коэффициент влажности для газов $\lambda_{вл}$, содержащих влагу.

К таким газам, в частности, относится воздух:

$$\lambda_{вл} = \frac{\bar{V}_{сух}}{\bar{V}_{вл}}; \quad \lambda_{вл} = \frac{(p_{вс} - \varphi_1 \cdot P_S)}{p_{вс1}},$$

тогда

$$\lambda = \lambda_p \cdot \lambda_T \cdot \lambda_z \cdot \lambda_v \cdot \lambda_{вл},$$

где φ_1 – относительная влажность воздуха, на всасывании в 1-ю ступень.

Таким образом, можно отметить, что уменьшение производительности действительного процесса компрессора обусловлено пятью основными причинами: наличием мертвого объема; гидравлическими сопротивлениями потоку газа на пути от начала всасывающего трубопровода до полости цилиндра; подогревом газа при всасывании;

утечками через неплотности рабочей полости; влажностью всасываемого газа.

Расчет и выбор коэффициентов производительности ступеней компрессора в проектных расчетах производятся следующим образом:

объемный коэффициент

$$\lambda_v = 1 - a \cdot (\Pi^{n_p - 1});$$

коэффициент герметичности

$$\lambda_z = 1 / \mu_{ym},$$

где μ_{ym} – коэффициент утечек, $\mu_{ym} = 1 + \sum_{j=1}^z v_j$; v_j – коэффициент относительных утечек из ступени по соответствующим j -м каналам: по клапанам – $v_{кл} = 0,01-0,05$; по поршневым уплотнениям – $v_n = 0,01-0,05$ (для компрессоров одинарного действия) и $0,003-0,015$ (для компрессоров двойного действия); по сальниковым уплотнениям – $v_c = (0,0002 - 0,0010) \cdot \sqrt{(0,7 \cdot \Pi + 1) \cdot p_{вс}}$.

Для газов, отличающихся по своим физическим свойствам от воздуха, величина относительных утечек должна быть пересчитана по формуле

$$v = v_{\epsilon} \cdot \sqrt{\frac{(k \cdot R)_z}{(k \cdot R)_{\epsilon}}};$$

коэффициент давления $\lambda_p = 0,95-0,98$ – для первых ступеней; $\lambda_p = 1,0$ – для остальных ступеней, начиная с третьей; температурный коэффициент принимается в пределах $\lambda_T = 0,93-0,97$.

2.4.5. Роторные компрессоры

Объемные компрессоры с вращательным движением рабочего органа, сжимающие газ, называются роторными. Наиболее распространены следующие конструктивные типы роторных компрессоров: ротационные пластинчатые; ротационные пластинчатые с катящимся поршнем; жидкостно-кольцевые.

Ротационные пластинчатые компрессоры (рис. 2.31) выпускаются со стальными пластинами и разгрузочными кольцами, уменьшающими износ пластин, а также с пластинами из несмазываемых антифрикционных материалов. При эксплуатации пластинчатых компрессоров необходима установка нагнетательного или обратного клапана.

Современные жидкостно-кольцевые компрессоры (рис. 2.32) и вакуумные установки поставляются полностью укомплектованными в моноблочном без фундаментном исполнении, единичной производительностью 150–400 м³/мин, давлением нагнетания 0,15–0,25 МПа.

Достоинства жидкостно-кольцевых компрессоров: простота конструкции и эксплуатации, практически изотермический процесс сжатия, возможность откачивания и сжатия токсичных, взрывоопасных, легко разлагающихся, полимеризующихся и воспламеняющихся газов, паров и жидкогазовых смесей, в том числе агрессивных и загрязненных механическими примесями.

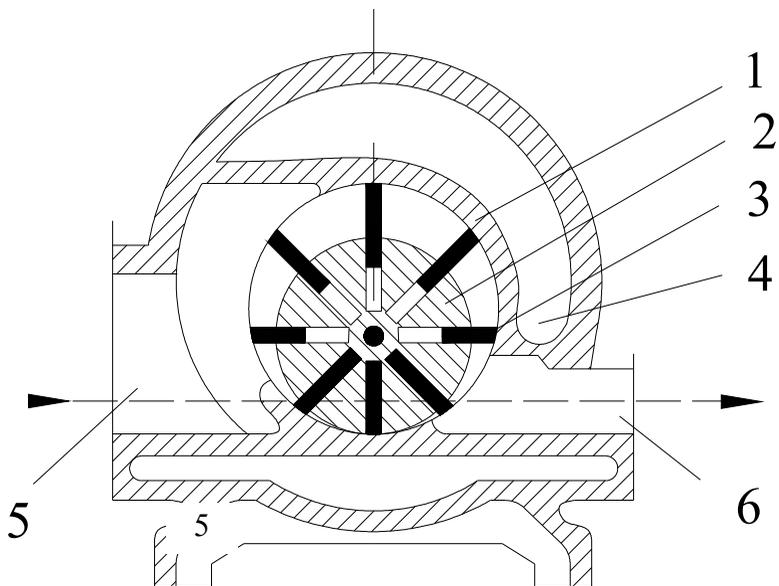


Рис. 2.31. Ротационный пластинчатый компрессор: 1 – корпус; 2 – ротор; 3 – пластина; 4 – рубашка; 5,6 – всасывающий и нагнетательный патрубки

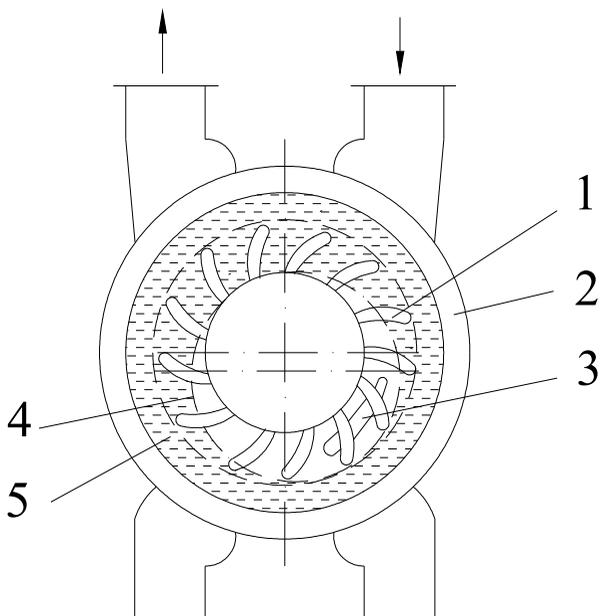


Рис. 2.32. Жидкостно-кольцевой компрессор: 1 – колесо; 2 – корпус; 3 – окно всасывания; 4 – окно нагнетания; 5 – жидкость

Компрессор типа Рутс (рис. 2.33) представляет собой бесклапанную машину объемного действия с двумя роторами, двумя или тремя лопастями. Два идентичных ротора (обычно симметричные) вращаются в противоположных направлениях внутри корпуса, составленного из двух цилиндров. Зазоры между вращающимися роторами (0,1–0,2 мм) устанавливаются с помощью синхронизирующих шестерен, расположенных снаружи корпуса.

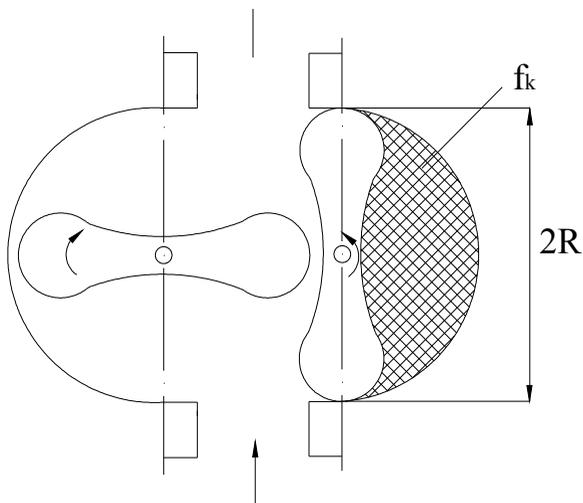


Рис. 2.33. Газодувка типа Рутс

Сжатие происходит обратным потоком газа из области нагнетания в тот момент, когда лопасть ротора соединяет отсеченную порцию газа с областью нагнетания.

Широкое применение компрессоров типа Рутс в ряде отраслей промышленности объясняется простотой их конструкции и эксплуатации, отсутствием трущихся элементов и смазки в проточной части, уравновешенностью, долговечностью.

Компрессоры типа Рутс выпускаются производительностью от нескольких литров в минуту до 2000 м³/мин с давлением нагнетания до 0,15 МПа.

За полный оборот в нагнетательную полость теоретически переносится в двухлопастном роторе четыре порции газа, в трехлопастном – шесть порций.

Теоретическая производительность компрессора с двухлопастными роторами

$$\bar{V}_T = 4 \cdot f_p \cdot L \cdot n,$$

$$f_p = z \cdot (\pi \cdot R^2 - F),$$

где L – длина ротора; F – площадь поперечного сечения ротора.

При введении k – коэффициента, учитывающего полезное использование площади $\pi \cdot R^2$:

$$f_p = \frac{1}{2} \cdot k \cdot \pi \cdot R^2,$$

где $k = 0,53$ – $0,59$ – для двухлопастных, $k = 0,49$ – $0,53$ – для трехлопастных компрессоров.

Действительная производительность компрессора

$$\bar{V}_d = 2 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot \lambda \cdot k \cdot L \cdot n,$$

где λ – коэффициент производительности ($\lambda = 0,65$ – $0,85$).

С целью уменьшения виброакустической активности окружная скорость ротора компрессора не должна превышать 40 м/с. Отношение длины к радиусу цилиндра $L/R = 1,6$ – $3,0$.

Мощность на валу компрессора

$$N_e = \frac{\bar{V}_d \cdot (p_n - p_{вс})}{\eta_{мех}},$$

$\eta_{мех} = 0,87$ – $0,94$ – учитывает потери на трение в подшипниках, торцевых частей ротора о крышку, в шестернях и т.д.

Конструкция винтового компрессора запатентована в 1934 г. Надежность в работе, малая удельная металлоемкость и габаритные размеры предопределили их широкое распространение. Винтовые компрессоры конкурируют с

другими типами объемных компрессорных машин. Отсутствие клапанов и неуравновешенных механических сил обеспечивает винтовым компрессорам возможность работать с высокими частотами вращения, т.е. получать большую производительность при сравнительно небольших внешних габаритах.

Рабочими органами винтовых компрессоров являются роторы (1–3) с нарезанными на них винтовыми зубьями. Наибольшее распространение получили двухроторные машины. Роторы вращаются в корпусе, выполняющем функции цилиндра (рис. 2.34).

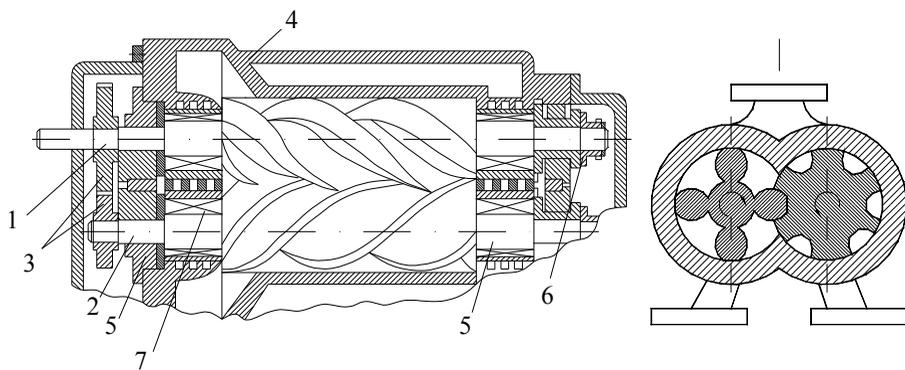


Рис. 2.34. Винтовой компрессор: 1 – ведомый вал; 2 – ведущий вал; 3 – шестерни синхронизации; 4 – корпус; 5 – опорные подшипники; 6 – упорные подшипники; 7 – узел уплотнения

Роторы современных винтовых компрессоров представляют собой косозубые шестерни с малым числом зубьев специального профиля. Каждая пара зубьев образует винтовой канал, заполняемый газом. Ведущий ротор имеет

выпуклые широкие зубья и соединен с двигателем. Ведомый ротор имеет зубья вогнутые и тонкие.

Винты постоянного сечения помещаются в цилиндрических расточках корпуса. Расточки пересекаются между собой, образуя в поперечном сечении фигуру в виде восьмерки. По диагонали эти полости соединены с камерами всасывания и нагнетания через специальные всасывающие и нагнетательные полости (окна). Окно всасывания имеет форму кольцевого сектора и расположено с торца винтов, окно нагнетания располагается сбоку или с торца винтов. В области сжатия газа окружные скорости винтов направлены навстречу друг другу и зубья винтов сходятся. С противоположной стороны под винтами окружные скорости направлены друг от друга и зубья винтов расходятся, благодаря чему происходит всасывание газа (область всасывания).

Принцип действия винтового компрессора состоит в следующем. Из патрубка всасывания через окно газ поступает в пространство между зубьями, называемое впадинами или полостями, которые при вращении винтов постепенно заполняются газом, начиная с торца всасывания. После поворота винта на некоторый угол парная полость, пройдя окно всасывания, разъединяется с окном всасывания.

На этом процесс всасывания заканчивается. Объемы газа, заполнившего впадины ведущего и ведомого винтов, изолированные друг от друга и ограниченные поверхностями роторов и корпусом, разъединяются с камерой всасывания, но еще не соединяются с камерой нагнетания. При вращении винтов газ, заполнивший впадины, перемещается на некоторый угол, а затем начинается его сжатие. По мере входа зуба ведомого винта во впадину ведущего объем, занимаемый газом, уменьшается и газ сжимается.

Процесс сжатия газа в полости (называемой парной) продолжается до тех пор, пока все уменьшающийся изолированный объем парной полости со сжатым газом не подойдет к кромке окна нагнетания. В этот момент процесс внутреннего сжатия в компрессоре заканчивается. Таким образом, внутреннее сжатие газа в компрессоре для данных винтов зависит от расположения окна нагнетания. При дальнейшем вращении винтов, после соединения полости со сжатым газом с камерой нагнетания происходит процесс выталкивания газа.

Давление внутреннего сжатия газа может не совпадать с давлением нагнетания, т.е. давлением газа, подаваемого потребителю: если оно меньше давления нагнетания, то происходит внешнее дожатие газа до давления нагнетания; если оно выше, то происходит некоторое падение давления сжимаемого газа.

Величина давления внутреннего сжатия в винтовом компрессоре зависит от размеров окна нагнетания. Образующиеся между винтами парные полости должны быть изолированы от таких же полостей, расположенных впереди или после них, те в свою очередь от соседних. Это достигается выбором соответствующего профиля зубьев винтов. Практически из-за неизбежных зазоров между зубьями (даже при теоретически герметичном зацеплении) и зазоров между винтами и корпусом по цилиндрическим поверхностям и с торцов имеется соединение соседних парных полостей. Величину этих зазоров делают по возможности небольшой.

Процессы всасывания, сжатия и выталкивания газа в винтовом компрессоре чередуются для каждой отдельно взятой парной полости. Но благодаря непрерывному следованию с большой скоростью полостей друг за другом обеспечивается практически непрерывная подача газа.

Винтовые компрессоры делятся на две группы: машины сухого и мокрого сжатия (маслозаполненные). Винтовые компрессоры сухого сжатия подают сухой газ, не содержащий масла. Винты вращаются в корпусе без контакта с корпусом и между собой, что обеспечивается наличием шестерен синхронизации. Впрыск масла в рабочее пространство позволяет получать степень повышения давлений до 15–20 в одноступенчатой машине против 4–5 в компрессоре сухого сжатия.

Зазоры в маслозаполненном компрессоре в 2 раза меньше, чем в компрессоре сухого сжатия, в связи с менее напряженным температурным режимом. Кроме того, масло, заполняя зазоры, способствует уменьшению внутренних перетечек. Частота вращения роторов маслозаполненного компрессора ниже, чем компрессора сухого сжатия.

2.4.6. Принцип действия, классификация и устройство турбокомпрессоров

Компрессоры, в которых сближение молекул осуществляется путем использования сил инерции потока газа, называются компрессорами динамического действия или, как это было принято ранее, турбокомпрессорами. Второе название связано с тем, что для привода таких компрессоров с целью получения высоких оборотов, как правило, применялись турбины (газовые, паровые).

Повышение давления газа в турбокомпрессорах осуществляется вследствие силового взаимодействия вращающейся решетки лопаток рабочего колеса с потоком газа. Преобразование энергии в турбокомпрессорах можно условно разделить на два этапа. На первом этапе потоку газа за счет подводимой механической энергии сообщается некоторая кинетическая энергия, на втором – кинетическая

энергия потока частично преобразуется в энергию давления. Оба этих этапа происходят одновременно.

Турбокомпрессоры по характеру преобразования энергии близки к аналогичным типам насосов. Эта общность ведет к конструктивным сходным формам и эксплуатационным характеристикам турбокомпрессоров и насосов. Различия между ними вызываются главным образом тем, что в турбокомпрессоре рабочая среда сжимается, а в насосах нет.

Кроме того, поскольку плотность рабочей среды у турбокомпрессора обычно на 2–3 порядка меньше, чем у насосов, для создания одинакового перепада давлений в компрессорах необходимо обеспечить значительно большие скорости движения как лопаток рабочего колеса, так и сжимаемого газа.

Турбокомпрессоры имеют перед другими типами компрессоров существенные преимущества, состоящие в компактности, надежности в работе, и долговечности, хорошей уравновешенности, равномерности подачи газа, отсутствии смазочного масла в сжимаемой среде, возможности непосредственного соединения с высокооборотным двигателем.

По степени отношения давлений турбокомпрессоры можно разделить на вентиляторы ($\Pi < 1,15$), нагнетатели ($\Pi > 1,15$), компрессоры ($\Pi > 3$) и вакуум-компрессоры.

Турбокомпрессор любого типа, как и всякая турбомашина, состоит из вращающихся лопаточных аппаратов – рабочих колес, в которых рабочему телу сообщается энергия от внешнего источника, и неподвижных аппаратов, предназначенных для изменения величины и направления скорости потока. Совокупность одного рабочего колеса с расположенным за ним неподвижным (направляющим) аппаратом называется ступенью турбокомпрессора.

Проточная часть центробежного компрессора состоит из входного патрубка, конфузора, входного направляющего аппарата, группы ступеней и выходного патрубка. Различают промежуточные и концевые ступени.

В состав промежуточной ступени входят следующие элементы (рис. 2.35): рабочее колесо (РК), безлопаточный диффузор (БЛД), лопаточный диффузор (ЛД), поворотное колесо (ПК), обратный направляющий аппарат (ОНА). Концевая ступень включает в себя РК, ЛД или БЛД (или и то, и другое вместе), улитку – нагнетательную камеру.

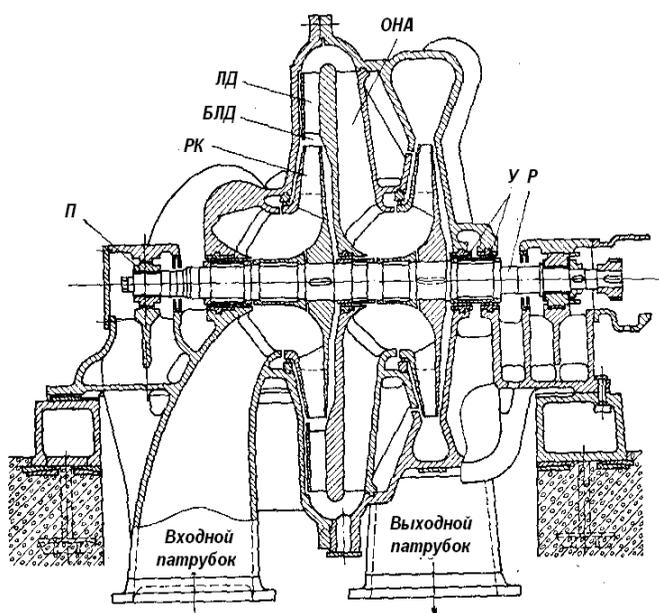


Рис. 2.35. Центробежный компрессор: П – подшипник; ЛД – лопаточный диффузор; БЛД – безлопаточный диффузор; ОНА – обратный направляющий аппарат; У – уплотнения; Р – ротор

2.5. Процессы разделения неоднородных смесей

2.5.1. Классификация неоднородных систем и способов их разделения

Неоднородные системы – это смеси, по крайней мере, двух компонентов, находящихся в различных фазовых состояниях и разделенных четкими границами. В таких системах можно выделить две фазы вещества: непрерывно распределенный континуум фазы, называемой *дисперсионной средой*, и находящиеся в ней раздробленные частицы различных размеров и форм – *дисперсную фазу*. Частицы дисперсной фазы имеют четкие границы, отделяющие их от дисперсионной среды. Неоднородные системы называют также *гетерогенными* или *дисперсными*. Дисперсная среда неоднородных систем может находиться в трех агрегатных состояниях. В этих же состояниях может находиться и дисперсионная фаза. Теоретически возможно существование 9 неоднородных систем. Однако по этой классификации неоднородной системы газ-газ (Г-Г) не существует, так как смесь газов представляет собой систему однородную. В приведенной классификации неоднородных систем также необходимо выделить системы с твердыми фазами Т-Ж, Т-Г, Т-Т, которые не подлежат разделению и поэтому их нельзя считать неоднородными. К таким системам относятся пластические массы и сплавы.

Таким образом, к неоднородным системам следует отнести пыли, дымы, туманы, суспензии, эмульсии и пены.

Пыль – неоднородная система, состоящая из газа и распределенных в нем твердых частиц размерами 5–50 мкм. Образуется преимущественно при дроблении и транспортировании твердых материалов.

Дым – неоднородная система, состоящая из газа и распределенных в нем твердых частиц размерами 0,3–5 мкм. Образуется при горении веществ.

Туман – неоднородная система, состоящая из газа и распределенных в нем капель жидкости размером 0,3–3 мкм, образующихся в результате конденсации.

Пыли, дымы, туманы носят общее название *аэрозоли*.

Суспензия – неоднородная система, состоящая из жидкости и взвешенных в ней твердых частиц. В зависимости от размеров частиц различают суспензии: *грубые* с частицами размером более 100 мкм, *тонкие* с частицами размером более 0,1–100 мкм и *коллоидные растворы*, содержащие частицы менее 0,1 мкм.

Эмульсия – неоднородная система, состоящая из жидкости и распределенных в ней капель другой жидкости, не растворяющейся в первой. Величина размеров частиц дисперсной фазы колеблется в довольно широких пределах.

Пена – неоднородная система, состоящая из жидкости и распределенных в ней пузырьков газа.

При изменении концентрации дисперсной фазы неоднородная система может изменять свою структуру. Это сопровождается так называемой *инверсией* фаз. При инверсии дисперсионная среда становится дисперсной фазой и наоборот. Так, с повышением концентрации твердой фазы в суспензиях может наступить момент, когда твердая фаза образует сплошной континуум – непрерывную среду, в которой распределены ограниченные объемы жидкой дисперсной фазы. В этом случае можно утверждать о переходе суспензии в пластическую массу класса Т-Ж.

Аналогичные изменения происходят с пеной, если в ней увеличивается содержание жидкости; она переходит в перенасыщенную газированную жидкость, в которой можно различить дисперсную фазу газовых пузырьков. Такая

система недостаточно устойчива, хотя может пребывать в этом состоянии относительно долго.

Пыль с повышением концентрации твердой дисперсной фазы переходит в сыпучий продукт, обладающий специфическими свойствами, т.е. и твердых, и жидких сред. Такая система обладает некоторой упругостью и пластичностью (способностью сохранять форму при относительно небольших нагрузках), однако принимает форму емкости, в которую засыпана; при высыпании на плоскость образует конус с углом естественного откоса.

Для разделения неоднородных систем используются оборудование и методы, отличающиеся большим разнообразием физических явлений. Выбор оптимального оборудования определяется выбором признака, по которому дисперсионная среда и дисперсная фаза существенно различаются по своим свойствам и по которому следует производить их разделение. Такими признаками являются: плотность, прочность, магнитные и электронные свойства и т. п. Именно по использованию одного или нескольких из этих признаков и различаются способы разделения данных систем.

Признак, состоящий в различии плотностей, составляющих неоднородную систему, используется в следующих методах разделения: *осаждения* за счет силы тяжести, *отстойного центрифугирования* (сепарирования) и *циклонном процессе*.

В консервативных силовых полях (сил тяжести, центробежных сил, инерционных сил) частицы дисперсной фазы приобретают ускорение, которое по второму закону Ньютона пропорционально действующей силе и обратно пропорционально массе частиц. В растворе частицы начинают двигаться в дисперсионной среде в направлении вектора действующей силы. Их скорости, в конце концов, стабилизируются на уровне, соответствующем балансу

вынуждающей силы и сил сопротивления среды. С данной скоростью все «тяжелые» и более плотные, чем дисперсионная среда, частицы оседают на твердых поверхностях оборудования.

Признак, состоящий в различии магнитных свойств, составляющих неоднородную систему, используется для выделения частиц металломагнитных включений из дисперсионной среды. При этом под действием магнитных сил металломагнитные частицы ускоряются в направлении их действия, а окружающая среда остается неподвижной. За счет этого происходит разделение фаз в пространстве.

Признак, основанный на различии электрических свойств, составляющих неоднородную систему, используется в электрофильтрах. Под действием высокого электрического напряжения частицы дисперсной фазы могут ионизироваться и передвигаться в пространстве к электродам фильтра.

Признак, заключающийся в задерживании частиц дисперсной фазы на твердых перегородках, используется в процессах *фильтрования* (за счет разности давлений и центробежного фильтрования).

Признак, связанный с объединением дисперсных частиц в более крупные комплексы, используется в процессах разделения запыленных газовых систем *мокрым способом*.

Возможно также комбинирование способов разделения неоднородных систем.

2.5.2. Материальные балансы процессов разделения

Рассмотрим неоднородную систему, например, суспензию, подлежащую разделению и состоящую из вещества *a* (сплошной фазы) и распределенных в ней частиц вещества *b* (дисперсной фазы).

Обозначим: $M, M_{осв}, M_{ос}$ – массы исходной смеси, осветленной жидкости и полученного осадка; $\bar{x}, \bar{x}_{осв}, \bar{x}_{ос}$ – содержание вещества b в исходной смеси, осветленной жидкости и осадке (масс. доли).

При отсутствие потерь в процессе разделения уравнения материального баланса имеют вид:

по общему количеству веществ

$$M = M_{осв} + M_{ос},$$

по дисперсной фазе (веществу b)

$$M\bar{x} = M_{осв}\bar{x}_{осв} + M_{ос}\bar{x}_{ос}.$$

Совместное решение уравнений позволяет определить количество осветленной жидкости $M_{осв}$ и количество осадка $M_{ос}$, получаемых при заданном содержании вещества b в осадке и осветленной жидкости:

$$M_{осв} = M \frac{\bar{x}_{ос} - \bar{x}}{\bar{x}_{ос} - \bar{x}_{осв}},$$

$$M_{ос} = M \frac{\bar{x} - \bar{x}_{осв}}{\bar{x}_{ос} - \bar{x}_{осв}}.$$

Эффективность процесса разделения, оцениваемая полнотой отделения дисперсной фазы от неоднородной системы, определится ее количеством в выделенном продукте, т.е. $M_{ос}x_{ос}$.

В относительных величинах степень разделения можно выразить как отношение количества выделенного

вещества b , дисперсной фазы к его содержанию в исходной смеси:

$$\eta = \frac{M_{oc} \bar{x}_{oc}}{M\bar{x}} = \frac{M\bar{x} - M_{ocв} \bar{x}_{ocв}}{M\bar{x}} = 1 - \frac{M_{ocв} \bar{x}_{ocв}}{M\bar{x}}.$$

Значение η , близкое к единице, свидетельствует о более эффективном процессе разделения. Этот показатель используется для оценки совершенства оборудования и технологий разделения.

Равенства материального баланса процесса разделения выражают одновременно процесс смешения. Из этих равенств можно легко вычислить концентрацию взвешенного вещества в полученной смеси:

$$\bar{x} = (M_{oc} \bar{x}_{oc} + M_{ocв} \bar{x}_{ocв}) / M.$$

2.6. Осаждение

К важнейшим способам осаждения относятся: отстаивание – осаждение под действием силы тяжести, осаждение под действием центробежной силы и осаждение под действием сил электрического поля.

Гравитационное осаждение частиц в жидкости или газе применяют для разделения пылей, суспензий и эмульсий. Этот процесс не обеспечивает извлечения тонкодисперсных частиц и отличается невысокой скоростью осаждения. Поэтому этот процесс используют для частичного разделения неоднородных систем. Достоинством процесса отстаивания являются простое аппаратное оформление и его малые энергетические затраты.

Сущность процесса состоит в том, что пыль, суспензию или эмульсию пропускают через камеру, на дно которой под действием силы тяжести осаждаются взвешенные частицы. При отстаивании соблюдаются два основных правила:

1) *время пребывания элемента потока в аппарате должно быть равно или больше продолжительности осаждения частиц;*

2) *линейная скорость потока в аппарате должна быть значительно меньше скорости осаждения.*

Несоблюдение первого правила ведет к тому, что частицы не успевают осесть, а второго – к тому, что возникающие вихревые токи поднимают осаждающие частицы.

Для установления связи производительности отстойной камеры с ее размерами введем обозначения (рис. 2.36): производительность камеры – Q ; линейная скорость потока в аппарате – W ; размеры камеры: a, b, h .

Рабочий объем камеры

$$V = abh = Q\tau .$$

Время осаждения частицы в аппарате

$$\tau = h/w_0 .$$

Отсюда

$$Q = abw_0 = Fw_0 .$$

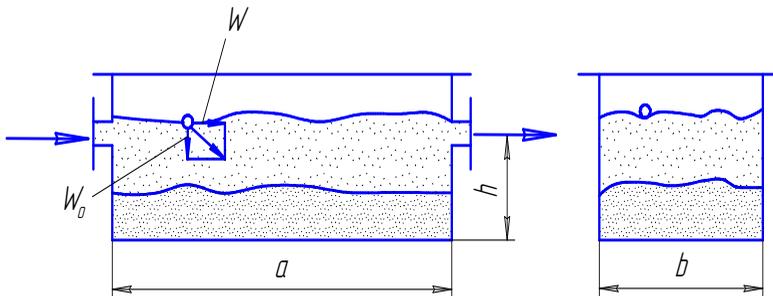


Рис. 2.36. К расчету производительности отстойника

Таким образом, производительность отстойного аппарата равна произведению площади осаждения на скорость осаждения. Необходимая скорость осаждения для шарообразной частицы может быть определена по уравнениям

$$W_{oc} = Re_{oc} \mu / (\rho_c d),$$

$$Re_{oc} = \frac{Ar}{18 + 0,575\sqrt{Ar}}.$$

Эти формулы справедливы, если концентрация дисперсной фазы мала и ее частицы при движении не сталкиваются друг с другом.

На практике при отстаивании систем происходит постепенное увеличение концентрации взвешенных частиц в аппарате по направлению сверху вниз. Над слоем осадка образуется зона сгущенной суспензии, в которой происходит *стесненное осаждение* частиц, сопровождающееся их взаимным трением и столкновениями. При этом мелкие частицы тормозят более крупные, а частицы больших размеров увлекают за собой мелкие, ускоряя их движение. В результате наблюдается тенденция к сближению скоростей осаждения частиц различных размеров. Возникает коллек-

тивное осаждение частиц с близкими скоростями в каждом сечении аппарата, но с различными скоростями по высоте. Сгущение суспензии обусловлено уменьшением скорости частиц по мере приближения к днищу аппарата. Замедление связано с тормозящим действием жидкости, вытесняемой осаждающимися частицами и движущейся в направлении, обратном движению частиц.

Скорость стесненного осаждения рекомендуется определять по критерию Рейнольдса, зависящему от концентрации частиц в объеме жидкости (газа):

$$Re_{cm} = \frac{Ar\varepsilon^{4,75}}{18 + 0,575\sqrt{Ar^{4,75}}}.$$

Концентрация частиц в объеме жидкости представляет собой порозность неоднородной системы, определяемую по формуле

$$\varepsilon = V_{жс} / (V_{жс} + V_{ч}).$$

Аппараты, предназначенные для проведения процессов отстаивания, обычно называют *отстойниками*. Отстойники делят на три группы: для пылей, для суспензий и для эмульсий.

На рис. 2.37 приведен простейший отстойник для пылей – отстойный газоход, представляющий собой расширенную часть газопровода.

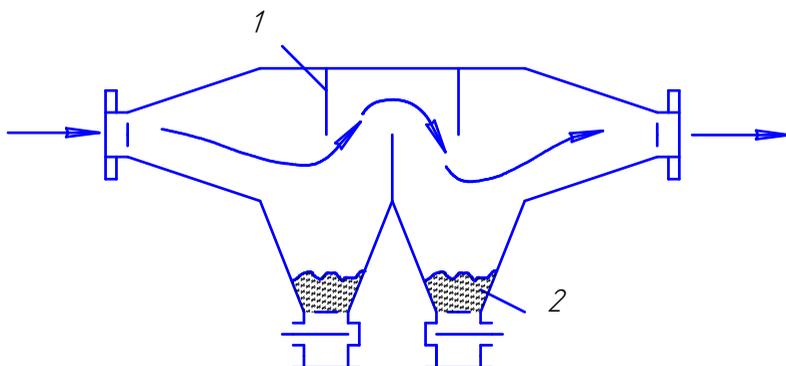


Рис. 2.37. Отстойный газоход: 1 – перегородка; 2 – сборник пыли

На рис. 2.38 приведен непрерывно действующий отстойник с гребками для суспензий. Суспензия поступает в центральную часть аппарата, осветленная жидкость выводится через кольцевой желоб 2, осадок собирается в нижней части аппарата. Гребок 1 совершает 0,02–0,5 об/мин, разрыхляет осадок и перемещает его по дну к разгрузочному патрубку, размещенному в центре отстойника.

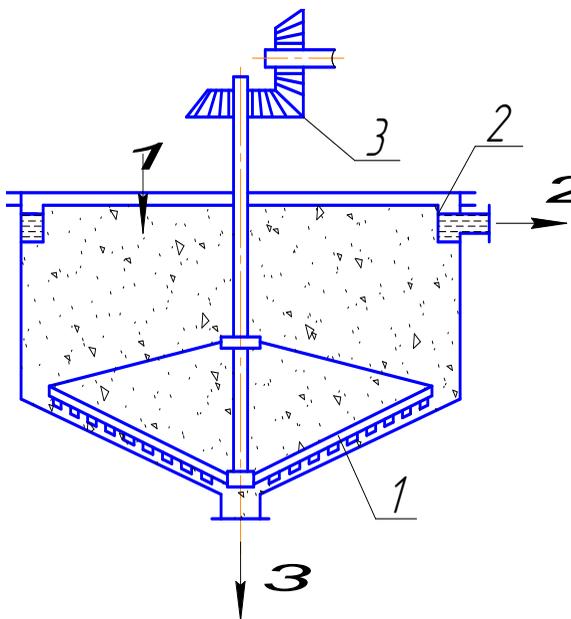


Рис. 2.38. Непрерывно действующий отстойник: 1– гребок; 2 – кольцевой желоб;

3 – зубчатая передача; 1 – суспензия; 2 – осветленная жидкость; 3 – осадок

На рис. 2.39 приведена схема конструкции периодически действующего отстойника для эмульсий.

Смотровое стекло 2, размещенное в патрубке 1, позволяет наблюдать прохождение поверхности раздела жидкостей при выпуске их через краны 3 после отстаивания.

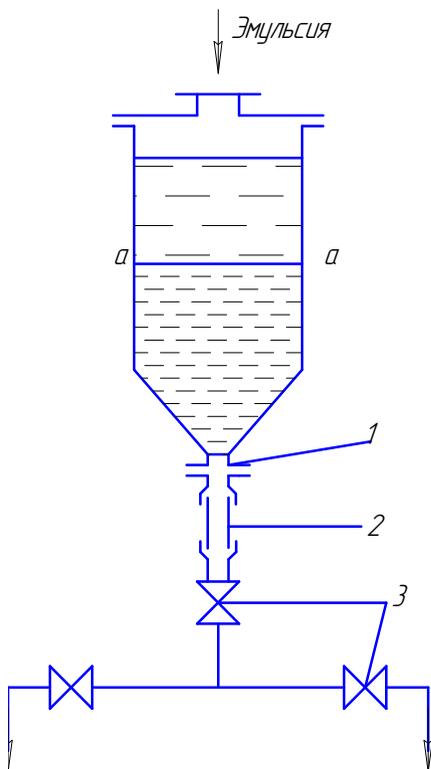


Рис. 2.39. Периодически действующий отстойник для эмульсий: 1 – сливной патрубкок; 2 – смотровое стекло; 3 – краны; а-а – поверхность раздела жидкостей

На рис. 2.40 приведен непрерывно действующий отстойник для эмульсий, представляющий собой цилиндрическую емкость, снабженную патрубками ввода и вывода.

Эмульсия вводится в среднюю часть аппарата между двумя перфорированными перегородками 1 и 2. После расслаивания легкая жидкость удаляется из аппарата через верхний отводной патрубкок, а тяжелая – через нижний.

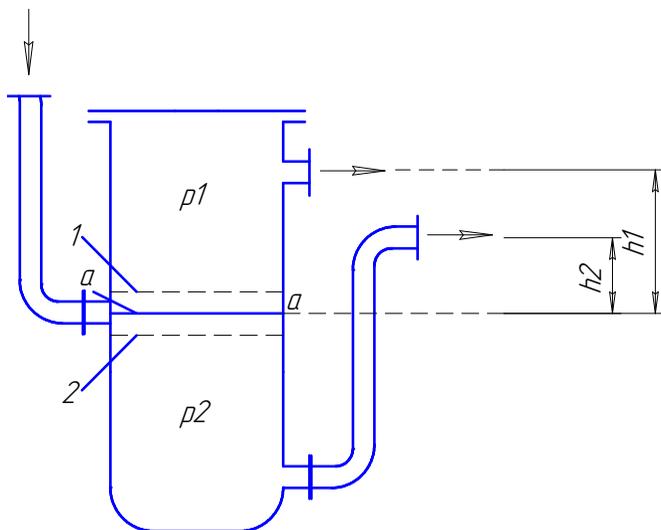


Рис. 2.40. Непрерывно действующий отстойник для эмульсий:
 1, 2 – перфорированные перегородки; а – а – поверхность раздела жидкостей

Высоты отводов легкой и тяжелой жидкостей h_1 и h_2 должны строго соответствовать плотностям жидкостей ρ_1 и ρ_2 и удовлетворять соотношению

$$\rho_1 h_1 = \rho_2 h_2 .$$

Осаждение в поле центробежных сил применяют для ускорения процесса разделения суспензий, эмульсий и дымов.

Для осуществления этого процесса к осаждаемым частицам необходимо приложить центробежные силы, что достигается введением разделяемого потока в поле центробежных сил.

Для создания поля центробежных сил в технике используют два приема:

1) обеспечивают вращательное движение потока жидкости (газа) в неподвижном аппарате;

2) поток направляют во вращающийся аппарат, где перерабатываемые продукты вращаются вместе с аппаратом. В первом случае происходит *циклонный процесс*, во втором – *осадительное (отстойное) центрифугирование*.

Сущность процесса осаждения под действием центробежной силы заключается в том, что во вращающемся потоке на взвешенную частицу действует центробежная сила, направляющая ее к периферии от центра по радиусу со скоростью, равной скорости осаждения w_0 (рис. 2.41). Если обозначить окружную скорость потока, несущего частицу, через w_r , то частица будет двигаться с результирующей скоростью w_p по траектории abc и осесть на стенках аппарата.

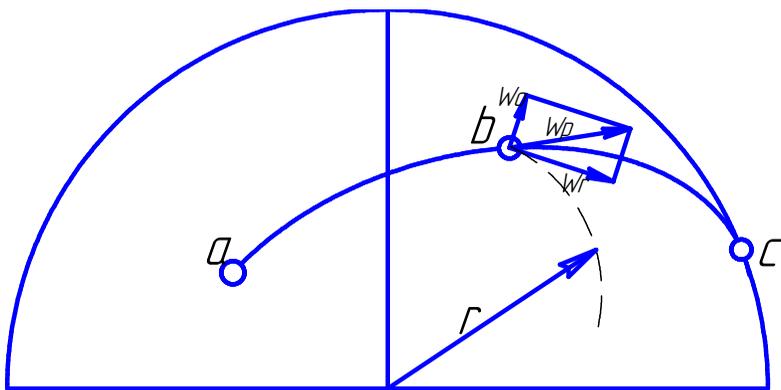


Рис. 2.41. К процессу осаждения частицы под действием центробежной силы

Процесс осаждения под действием центробежной силы записывается по формуле

$$F = mw_r^2 / r .$$

Сопротивление осаждению, как и в случае осаждения под действием силы тяжести, оказывает сила сопротивления среды.

Для оценки эффективности процесса используют показатель, называемый *фактором разделения*, или *центробежным фактором*, который определяется как отношение ускорений в полях центробежных и гравитационных сил:

$$K_p = \varpi^2 r / g .$$

Для расчета скорости осаждения за счет центробежной силы можно использовать формулы для гравитационного осаждения, если в качестве определяющего критерия вместо Ar использовать модифицированный Ar_m .

Модифицированный критерий Архимеда можно получить из немодифицированного Ar , если ускорение свободного падения g заменить центробежным ускорением w_r^2 / r , тогда

$$Ar_m = \frac{w_r^2 l^3 \rho^2}{r \mu^2} \cdot \frac{(\rho_c - \rho)}{\rho} .$$

Циклонный процесс получил название от аппаратов для очистки газов – циклонов. Циклоны используются преимущественно для разделения пылей. Подобные аппараты применяют и для разделения суспензий и эмульсий, поэтому их называют *гидроциклонами*.

Сущность циклонного процесса заключается в том, что поток, содержащий взвешенные частицы, вводят в ап-

парат тангенциально через входную трубу (рис. 2.42) со скоростью 10–4 м/с для газов и 5–25 м/с для жидкостей.

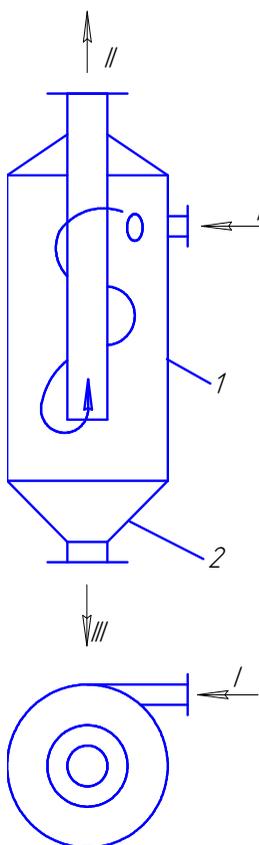


Рис. 2.42. Принципиальная схема конструкции циклона:
1 – корпус; 2 – коническое днище; I – запыленный газ; II – очищенный газ; III – пыль

Благодаря тангенциальному вводу и наличию центральной выводной трубы поток начинает вращаться вокруг ее и совершает несколько оборотов за время нахождения в аппарате. Под действием центробежных сил взвешенные частицы отбрасываются к периферии, оседают на

внутренней поверхности корпуса 1, а затем опускаются в коническое днище 2 и удаляются из аппарата через нижний патрубок. Очищенный от взвешенных частиц поток выводится из аппарата через выводную трубу.

Для увеличения пропускной способности циклонных аппаратов, повышения эффективности газоочистки отдельные циклоны, соединенные параллельно, объединяют в так называемые батарейные циклоны (рис. 2.43).

Увеличение степени очистки в батарейных циклонах обусловлено применением корпусов с меньшими диаметрами (150–200 мм). При уменьшении радиуса вращения потока центробежное ускорение возрастает.

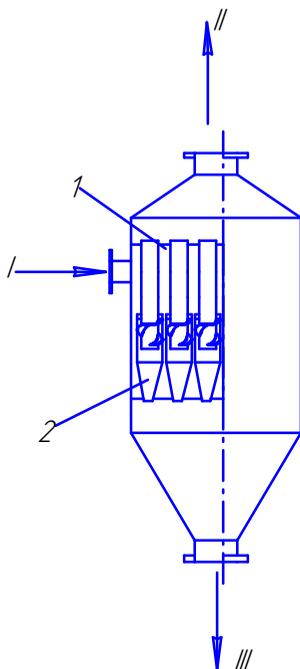


Рис. 2.43. Батарейный циклон: 1 – перегородка; 2 – элементы; I – запыленный газ; II – очищенный газ; III – пыль

Отстойное центрифугирование. Разделение суспензий и эмульсий под действием центробежной силы осуществляют преимущественно во вращающихся аппаратах, называемых *центрифугами*.

В химической технологии используются отстойные и фильтрующие центрифуги различных конструкций. По величине фактора разделения центрифуги условно делят на две группы: нормальные ($K_p < 3500$) и сверхцентрифуги ($K_p > 3500$). Нормальные центрифуги применяют главным образом для разделения различных суспензий, за исключением суспензий с малой концентрацией твердой фазы, а также удаления влаги из штучных материалов. Сверхцентрифуги используются для разделения эмульсий и тонкодисперсных суспензий.

Нормальные центрифуги могут быть отстойными и фильтрующими. Сверхцентрифуги являются аппаратами отстойного типа и подразделяются на трубчатые сверхцентрифуги, используемые для разделения тонкодисперсных суспензий, и жидкостные сепараторы, служащие для разделения эмульсий.

Существенным признаком типа центрифуг является способ выгрузки из них осадка: ручную, при помощи ножей или скребков, шнеков и поршней, движущихся возвратно-поступательно, а также под действие силы тяжести и центробежной силы.

По расположению оси вращения различают вертикальные, наклонные и горизонтальные центрифуги. Вал ротора вертикальной центрифуги имеет опору внизу или подвешивается сверху.

По режиму работы центрифуги классифицируют на устройства периодического, полунепрерывного и непрерывного действия.

Цикл работы центрифуги периодического действия включает периоды загрузки, запуска, центрифугирования, торможения и разгрузки.

Центрифуги применяют не только для осуществления процессов осаждения, но и фильтрования. Такие центрифуги называются фильтрующими.

Схемы простейших отстойных центрифуг периодического действия приведены на рис. 2.44. Обе центрифуги рассчитаны на ручную выгрузку осадка, но отличаются расположением вала.

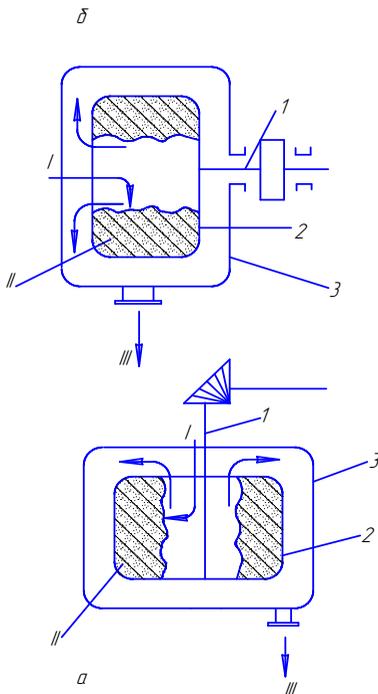


Рис. 2.44. Схема конструкции центрифуги периодического действия с ручной выгрузкой осадка: а – вертикальной; б – горизонтальной;

1 – вал; 2 – барабан; 3 – кожух;

I – суспензия; II – осадок; III – осветленная жидкость

Основными частями этих центрифуг являются сплошной барабан 2, насаженный на вращающийся вал 1, и кожух 3. Под действием центробежной силы твердые частицы осаждаются из суспензии, подаваемой в центрифугу, и в виде сплошного осадка отлагаются на стенке барабана. По окончании процесса отстаивания центрифугу останавливают и вручную выгружают осадок.

Одна из конструкций непрерывно действующей горизонтальной отстойной центрифуги с механизированной выгрузкой осадка показана на рис. 2.45. Она оборудована вращающимся барабаном 2 и разгрузочным шнеком 6, помещенным внутри барабана. Исходная суспензия вводится по трубе внутрь шнека и под действием центробежной силы выбрасывается через окна 3 во внутреннюю полость барабана 2, на поверхности которого откладывается в виде осадка. Осветленная жидкость под действием центробежной силы перемещается к окнам 5, перетекает в кожух 4 и удаляется через нижний патрубок.

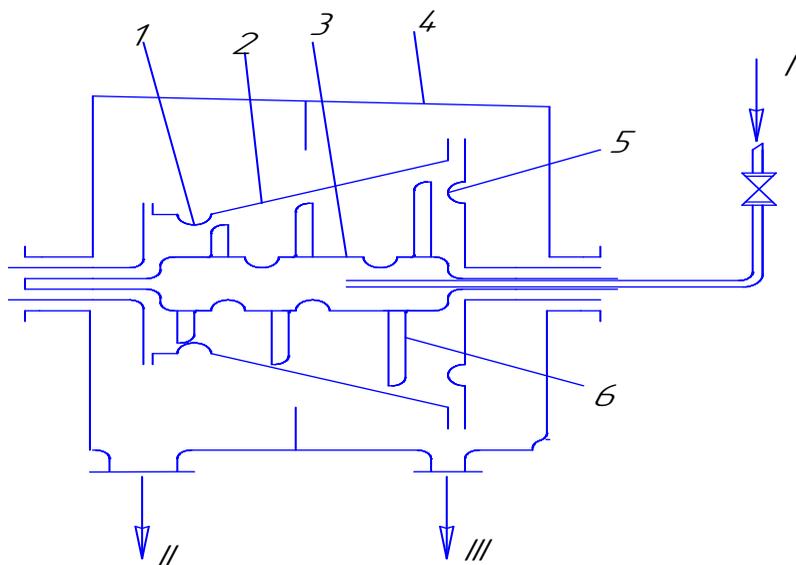


Рис. 2.45. Схема конструкции непрерывно действующей горизонтальной отстойной центрифуги с механизированной выгрузкой осадка: 1, 3, 5 – окна; 2 – барабан; 4 – кожух; 6 – разгрузочный шнек; I – суспензия; II – осадок; III – осветленная жидкость

2.7. Фильтрация

Фильтрацией называется процесс разделения неоднородных систем с использованием пористых перегородок, которые задерживают твердую фазу и пропускают дисперсионную среду. По характеру дисперсионной среды различают *фильтрацию жидкостей* и *фильтрацию газов*.

Процессы промышленного фильтрования могут быть разделены на две группы, отличающиеся своеобразием механизма. К одной группе относятся процессы фильтрования *с образованием осадка*, к другой группе – *с закупориванием пор*. Возможен также промежуточный вид филь-

трования, когда твердые частицы проникают в поры фильтровальной перегородки и образуют на ней слой осадка.

Обычно размер пор фильтрующей перегородки больше размера взвешенных частиц. В процессе фильтрования с образованием осадка входы в капилляры фильтровальной перегородки перекрываются сводами из взвешенных частиц, которые предохраняют каналы от засорения. Образуется осадок, толщина которого увеличивается по мере фильтрования. После образования слоя осадок начинает играть основную роль задержания частиц осадка, размеры которых больше размеров капилляров осадка. По мере роста толщины осадка увеличивается сопротивление фильтрованию, уменьшается скорость процесса.

В процессе фильтрования с закупориванием пор взвешенные частицы проникают в капилляры и застревают там. Накапливаясь в порах фильтра, частицы осадка закупоривают их. По мере увеличения числа закупоренных пор живое сечение фильтра уменьшается и сопротивление растет.

Тот или иной вид фильтрования зависит от свойств суспензии, фильтрующей перегородки, давления фильтрования, поэтому одна и та же суспензия может фильтроваться по-разному.

В производственных условиях под фильтрованием понимают не только операцию разделения суспензии на фильтрат и осадок с помощью фильтровальной перегородки, но и последующие операции промывки, продувки и сушки осадка на фильтре.

Уравнения фильтрования. Скорость процесса фильтрования пропорциональна движущей силе и обратно пропорциональна сопротивлению процесса:

$$W = \frac{dV}{Fd\tau} = \frac{\Delta p}{\mu(R_{oc} + R_{\phi n})}, \quad (2.14)$$

где V – объем фильтрата; F – поверхность фильтрования; Δp – разность давлений; μ – вязкость жидкой фазы суспензии; R_{oc} – сопротивление осадка; R_{fn} – сопротивление фильтровальной перегородки.

Разность давлений Δp может быть создана при повышении давления над фильтровальной перегородкой или созданием вакуума под ней. В этой связи различают фильтры, работающие под давлением, и фильтры, работающие под вакуумом. Схема фильтра, в котором процесс осуществляется под действием перепада давления с отложением осадка, приведена на рис. 2.46.

Теория фильтрования основана на предположении о том, что в капиллярах осадка движение жидкости носит ламинарный характер.

По мере увеличения количества фильтрата, пропущенного фильтром, высота слоя осадка на его поверхности увеличивается. Это приводит к увеличению сопротивления R_{oc} . Величину R_{fn} можно считать приблизительно постоянной, пренебрегая при этом некоторым возможным ее увеличением вследствие проникновения в поры перегородки твердых частиц. Если величину Δp поддерживать постоянной, то, как видно из уравнения, скорость фильтрования будет уменьшаться. Такой режим фильтрования называется *фильтрованием при постоянном давлении*.

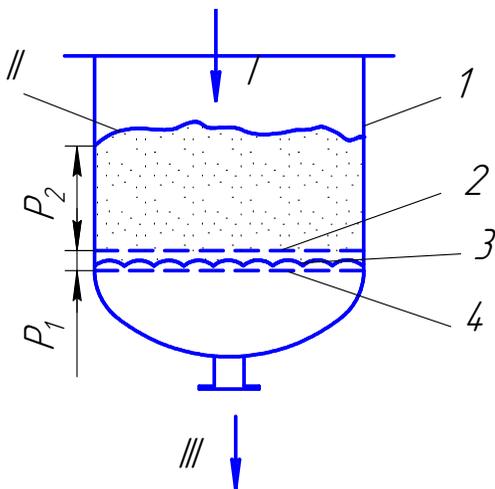


Рис. 2.46. Схема фильтра: 1 – емкость; 2 – фильтрующая ткань; 3 – дренажная сетка; 4 – опорная решетка; I – суспензия; II – осадок; III – фильтрат

Для интегрирования уравнения необходимо установить зависимость между сопротивлением слоя осадка и объемом полученного фильтрата. Введем следующие обозначения: $x_0 = V_{oc} / V$; V_{oc} – объем осадка.

Тогда высота слоя осадка

$$h_{oc} = x_0 V / F ,$$

а сопротивление слоя осадка можно выразить равенством

$$R_{oc} = r_0 h_0 = r_0 \cdot x_0 V / F , \quad (2.15)$$

где r_0 – удельное сопротивление слоя осадка.

Из этого равенства следует, что величина r_0 характеризует сопротивление, оказываемое потоку жидкой фазы равномерным слоем осадка толщиной 1 м.

Подставив значение R_{oc} в зависимость скорости процесса, получим

$$W = \frac{dV}{Fd\tau} = \frac{\Delta p}{\mu(r_0 x_0 \frac{V}{F} + R_{\phi n})}. \quad (2.16)$$

Если принять, что сопротивлением фильтровальной перегородки можно пренебречь, из предыдущего равенства получим

$$r_0 = \frac{\Delta p}{\mu h_0 W}.$$

При динамическом коэффициенте вязкости $\mu = 1$ Па·с, высоте осадка $h_0 = 1$ м и скорости фильтрования $W = 1$ м/с удельное сопротивление осадка $r_0 = 1/\text{м}^2 = \text{м}^{-2}$.

Таким образом, *удельное сопротивление осадка численно равно разности давлений, необходимой для того, чтобы жидкая фаза с вязкостью, равной единице, фильтровалась со скоростью 1 м/с через слой осадка толщиной 1 м.*

Жидкость с такой большой вязкостью может существовать только гипотетически. В связи с этим на практике такой большой разности давлений быть не может. Для сильно сжимаемых осадков значение r_0 достигает $10^{12} \cdot 1/\text{м}^2$ и более.

Если принять $V = 0$, что соответствует началу процесса фильтрования, когда на фильтровальной перегородке еще не образовался слой осадка, из уравнения для скорости фильтрования получим

$$R_{\phi n} = \frac{\Delta p}{\mu W}.$$

При динамическом коэффициенте вязкости $\mu = 1$ Па·с и скорости фильтрования $W = 1$ м/с сопротивление

фильтровальной перегородки $R_{\phi n} = l/m$. Это означает, что *сопротивление фильтровальной перегородки численно равно разности давлений, необходимой для того, чтобы жидкая фаза с вязкостью, равной единице, проходила через фильтровальную перегородку со скоростью 1 м/с.* Для ряда фильтровальных перегородок величина $R_{\phi n}$ имеет порядок $10^{10} \cdot l/m$.

При постоянной разности давлений $\Delta p = const$ и неизменной температуре фильтрата для фильтра конкретной конструкции и установленных параметров фильтровальной перегородки все входящие в уравнение фильтрования величины постоянны, за исключением получаемого на фильтре объема фильтрата V и времени τ . Проинтегрируем это уравнение в пределах от 0 до V и от 0 до τ :

$$\int_0^V \mu \left(r_0 x_0 \frac{V}{F} + R_{\phi n} \right) dV = \int_0^{\tau} \Delta p F d\tau$$

или

$$\mu r_0 x_0 \frac{V^2}{2F} + \mu R_{\phi n} V = \Delta p F \tau$$

Уравнение показывает зависимость продолжительности фильтрования от объема фильтрата. При решении его относительно V можно получить зависимость объема получаемого фильтрата от продолжительности фильтрования. Это уравнение применимо к сжимаемым и несжимаемым осадкам. Постоянную разность давлений можно создавать двумя способами: или пространство над фильтро-

вальной перегородкой сообщают с источником сжатого воздуха, или пространство под фильтровальной перегородкой присоединяют к источнику вакуума. Обычно такие процессы осуществляют в так называемых нутч-фильтрах.

В процессе фильтрования *при постоянной скорости* суспензию на фильтр подают поршневым насосом, производительность которого при заданном числе оборотов постоянна. В этой связи производную $dV/d\tau$ можно заменить отношением конечных величин и

$$W = \frac{V}{F\tau}.$$

Уравнение для скорости имеет вид

$$W = \frac{\Delta p}{\mu(r_0 x_0 \frac{V}{F} + R_{\phi n})}.$$

Решим это уравнение относительно разности давлений Δp , значение которой меняется с увеличением высоты осадка:

$$\Delta p = \mu r_0 x_0 \frac{V^2}{F^2 \tau} W + \mu R_{\phi n} \frac{V}{F \tau} W = \\ \mu r_0 x_0 W^2 \tau + \mu R_{\phi n} W.$$

Из уравнения следует, что разность давлений возрастает по мере увеличения продолжительности процесса. Это уравнение применимо к несжимаемым осадкам. При использовании его для сжимаемых осадков следует иметь аналитическую зависимость удельного сопротивления осадка от разности давлений.

Фильтрование при постоянных разности давлений и скорости осуществляется при прохождении чистой жид-

кости в процессе промывки осадка на фильтре способом вытеснения.

Для расчета объема промывной жидкости, подаваемой на фильтр при $W = const$ и $\Delta p = const$, из уравнения фильтрования получим

$$V = \frac{\Delta p F}{\mu (r_0 h_0 + R_{\phi n})} \cdot \tau . \quad (2.17)$$

Это уравнение применимо для сжимаемых и несжимаемых осадков, поскольку в процессе фильтрования $\Delta p = const$.

Определение постоянных в уравнениях фильтрования. К постоянным параметрам в приведенных уравнениях фильтрования относятся r_0 , x_0 и $R_{\phi n}$.

Рассмотрим один из способов их определения на примере уравнения фильтрования при постоянной разности давлений $\Delta p = const$:

$$\mu r_0 x_0 \frac{V^2}{2F} + \mu R_{\phi n} V = \Delta p F \tau .$$

Преобразуем уравнение к виду

$$v^2 + 2 \cdot v \cdot C = K \cdot \tau , \quad (2.18)$$

где $v = V / F$ – удельный объем фильтрата; $C = \frac{R_{\phi n}}{r_0 \cdot x_0}$ –

константа фильтрования, характеризующая гидравлическое сопротивление фильтрующей перегородки;

$K = \frac{2 \cdot \Delta p}{\mu \cdot r_0 \cdot x_0}$ – константа фильтрования, учитывающая

режим процесса фильтрации и физические свойства осадка и жидкости.

Уравнение (2.18) представляется в виде

$$\frac{\tau}{v} = \frac{1}{K} \cdot v + \frac{2 \cdot C}{K}. \quad (2.19)$$

Уравнение (2.19) представляет собой прямолинейную зависимость между величинами τ/v и v . Эта зависимость может быть использована для графического определения констант C и K . Для этой цели на оси абсцисс откладываются удельные объёмы фильтрата v (рис. 2.47), полученные на основании опытов, а по оси ординат – отношения текущего времени от начала опыта к соответствующему удельному объёму фильтрата τ/v . По значениям C и K вычисляют r_0 и R_{fn} . Величину x_0 определяют непосредственным измерением объемов осадка и фильтрата.

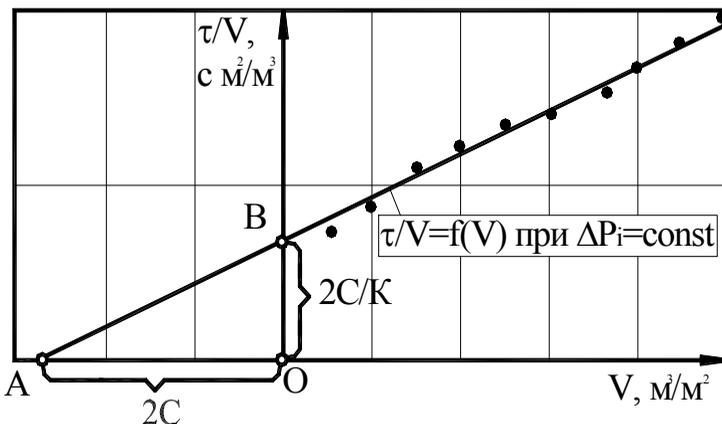


Рис. 2.47. К опытному определению констант фильтрации

С целью интенсификации фильтрования движущая сила процесса может быть значительно увеличена за счет помещения разделяемой неоднородной системы в поле центробежных сил. Фильтрование под действием центробежной силы проводится на фильтрующих центрифугах и называется *центробежным фильтрованием*. Барабаны центрифуг с перфорированной стенкой выкладываются изнутри мягким материалом, который выполняет роль фильтровальной перегородки. Под действием центробежной силы в массе фильтруемой суспензии развивается давление, обеспечивающее фильтрование суспензии. В результате происходит отложение осадка на внутренней поверхности барабана и удаление осветленной жидкости через фильтрующую перегородку и отверстия в барабане.

Центробежное фильтрование включает в себя три периода (рис. 2.48): образование осадка, уплотнение осадка и механическую сушку осадка или отжима. В первом периоде происходит наиболее интенсивное удаление жидкости. Для первого периода применимы установленные выше закономерности кинетики фильтрования. Давление фильтрования определяется центробежной силой элементарного объема массой dm , которое изменяется с радиусом барабана:

$$dp_u = dC / F = dm \varpi^2 F / (rF) = \rho dr \varpi^2 / r .$$

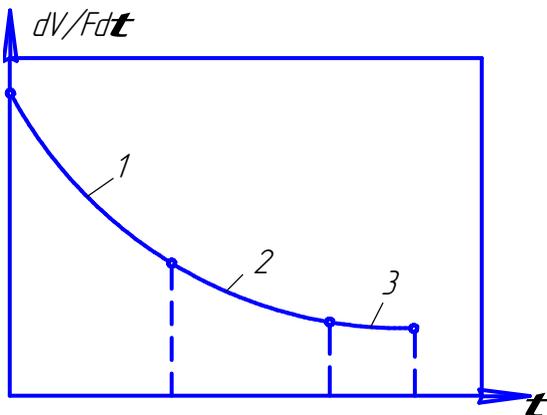


Рис. 2.48. Изменение скорости фильтрации на фильтрующих центрифугах: 1 – образование осадка; 2 – уплотнение осадка; 3 – отжим

Давление на фильтрующую перегородку, развиваемое всей массой суспензии в барабане, определяется интегрированием уравнения в пределах $r_2 - r_1$ (рис. 2.49):

$$p_u = \rho \omega^2 (r_1^2 - r_2^2) / 2.$$

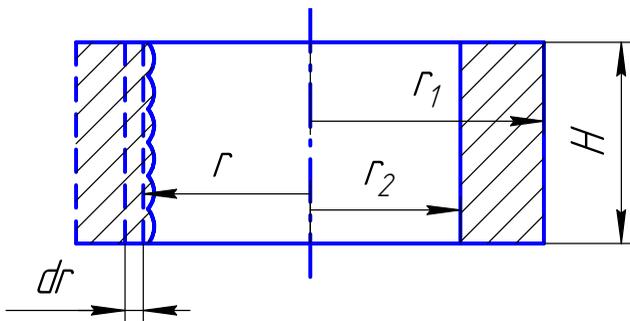


Рис. 2.49. К расчету центробежного давления фильтрации

Зная давление, развиваемое центробежной силой, на фильтрующую перегородку, из уравнения фильтрования для постоянной разности давлений при замене Δp на p_y можно получить зависимость для расчета времени фильтрования:

$$\mu r_0 x_0 \frac{V^2}{2F} + \mu R_{\phi n} V = p_y F \tau ,$$

$$\text{т.е. } \tau = \frac{\mu r_0 x_0}{2 p_y} \left(\frac{V}{F} \right)^2 + \frac{\mu R_{\phi n}}{p_y} \frac{V}{F} .$$

Для второго и третьего периодов центрифугирования не найдено аналитических зависимостей, с помощью которых можно получить удовлетворительные результаты. Обычно в связи с их невысокой точностью длительность процесса фильтрования определяют опытным путем.

2.8. Перемешивание в жидких средах

Процесс перемешивания в жидких средах применяется для приготовления суспензий, эмульсий и получения гомогенных систем (растворов), а также для интенсификации химических, тепловых и диффузионных процессов. В последнем случае перемешивание осуществляют непосредственно в предназначенных для проведения этих процессов аппаратах, снабженных перемешивающими устройствами.

Перемешивание в жидкой среде осуществляется тремя основными способами: механическим, пневматическим и циркуляционным.

Для экономичного проведения процесса перемешивания желательно, чтобы требуемый эффект перемешивания

достигался за наиболее короткое время. При оценке расхода энергии перемешивающим устройством следует учитывать общий расход энергии за время, необходимое для обеспечения заданного результата перемешивания.

Механические перемешивающие устройства. В практике наибольшее распространение получил механический метод перемешивания жидких сред, осуществляемый путем механического воздействия рабочего органа (мешалки) на рабочую среду. Этот метод перемешивания используется в аппарате, состоящем, как правило, из корпуса, перемешивающего устройства и его привода.

Немаловажное значение в работе аппарата имеют тип и конструкция перемешиваемого устройства, работа которого заключается в превращении упорядоченной механической энергии вращающихся элементов в неупорядоченную тепловую энергию 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 внутренних устройств. Все эти характеристики аппарата в совокупности определяют мощность перемешивания N . Мерой мощности перемешивания может также служить объемная мощность, характеризующая диссипацию энергии в аппарате:

$$E = N / V_{ж},$$

где $V_{ж}$ – объем перемешиваемой жидкости.

В аппарате любого объема в зависимости от частоты вращения имеют место различные гидродинамические режимы движения жидкости, определяющие величину E . Области работы аппаратов поэтому могут быть охарактере-

ризованы мерой этой величины – критерием мощности, который вычисляется по формуле

$$K_n = \frac{N}{\rho \cdot n^3 d^5},$$

где ρ – плотность перемешиваемой среды; d – диаметр мешалки; n – число оборотов мешалки.

Для аппаратов всех типов значение K_n зависит от центробежного критерия Рейнольдса:

$$Re_\mu = \frac{\rho \cdot n \cdot d_m^2}{\mu}.$$

Конструкции мешалок. Механические перемешивающие устройства состоят из трех основных частей: собственно мешалки, вала и привода. Мешалка является рабочим элементом устройства, закрепляемым на вертикальном, горизонтальном или наклонном валу. Привод может быть осуществлен или непосредственно от электродвигателя (для быстроходных мешалок), или через редуктор, или клиноременную передачу. По конструкции перемешивающих устройств (рис. 2.50) различают мешалки лопастные, пропеллерные, турбинные и специальные.

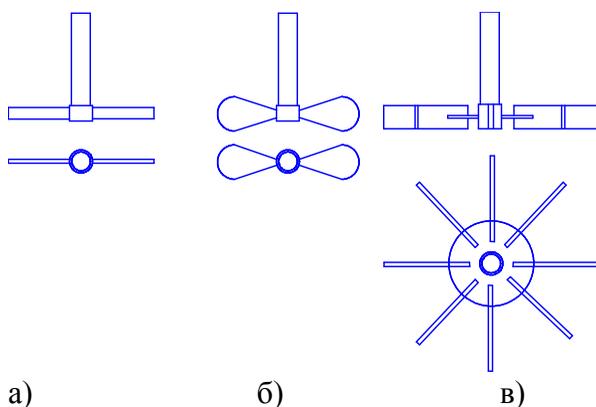


Рис. 2.50. Основные типы мешалок:
 а – лопастная; б – пропеллерная; в – турбинная

По типу создаваемого мешалкой потока жидкости в аппарате различают мешалки, обеспечивающие тангенциальное, радиальное, осевое и смешанное течение.

Широкое применение в химической технологии нашли мешалки: лопастные, пропеллерные, турбинные и специальные: листовые, барабанные, дисковые, вибрационные и др.

Интенсивность перемешивания мешалками (количество энергии, вводимой в единицу объема перемешиваемой среды за единицу времени) для обеспечения заданной *эффективности перемешивания* (технологического эффекта процесса) назначается на основании опытных данных. Поэтому при подборе мешалки необходимо установить тип, размеры и число оборотов мешалки, которые обеспечивали бы назначенную интенсивность, а также определить мощность двигателя для мешалки. На основании практики установлено, что при работе мешалок различного типа в аппаратах возникают определенным образом направленные токи жидкости. Примером могут слу-

жить токи жидкости, возникающие в аппарате с лопастной мешалкой (рис. 2.51).

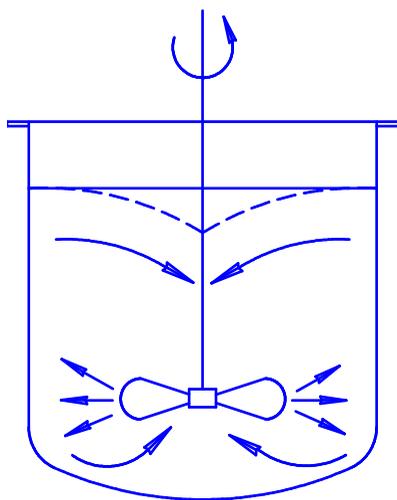


Рис. 2.51. Токи жидкости, возникающие в аппарате с лопастной мешалкой

Лопастные мешалки применяют для перемешивания жидкостей с небольшой вязкостью (до $0,1 \text{ Па}\cdot\text{с}$), растворения и суспензирования твердых веществ с малым удельным весом, а также для грубого смешения жидкостей вязкостью меньше $20 \text{ Па}\cdot\text{с}$. Лопастные мешалки отличаются простотой конструкции и низкой стоимостью изготовления. Наиболее просты по устройству мешалки с плоскими лопастями из полосовой или угловой стали, установленные перпендикулярно или наклонно к направлению их движения. Частота вращения таких мешалок колеблется от 18 до 80 об/мин, при увеличении частоты вращения выше указанной эффективность перемешивания резко снижается. Диаметр лопастей составляет $0,7$ диаметра сосуда, в котором работает мешалка.

К недостаткам лопастных мешалок относятся: малая интенсивность перемешивания густых и вязких жидкостей, а также полная непригодность для перемешивания легко расслаивающихся веществ, для быстрого растворения, тонкого диспергирования и получения суспензий, содержащих твердую фазу с большим удельным весом.

Пропеллерные мешалки. Плоские лопасти мешалок, поверхность которых перпендикулярна направлению движения перемешиваемой жидкости, не могут обеспечить хорошего перемешивания во всех слоях жидкости, так как создают в ней главным образом только горизонтальные токи.

При использовании пропеллерных мешалок (рис. 2.52), в связи с переменным углом наклона поверхности лопасти, частицы жидкости при перемешивании направляются в различных направлениях, в результате возникают встречные токи, способствующие интенсификации перемешивания.

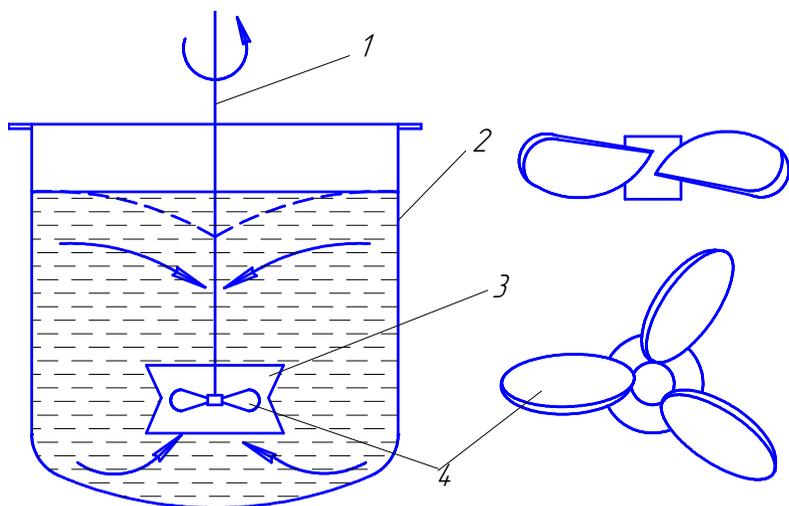


Рис. 2.52. Пропеллерная мешалка:
1 – вал; 2 – корпус аппарата; 3 – диффузор; 4 – пропеллер

Для улучшения циркуляции перемешиваемой жидкости пропеллерную мешалку часто устанавливают в диффузоре. Диффузор представляет собой стакан, имеющий форму цилиндра или слегка усеченного конуса.

Пропеллерные мешалки применяют для интенсивного перемешивания маловязких жидкостей, взмучивания осадков, содержащих до 10 % твердой фазы с размерами частиц до 0,15 мм, приготовления суспензий и эмульсий. Пропеллерные мешалки непригодны для удовлетворительного перемешивания жидкостей значительной вязкости (более 0,6 Па·с) или жидкостей, содержащих твердую фазу высокой плотности.

Турбинные мешалки применяют для интенсивного перемешивания и смешения жидкостей с вязкостью до 10 Па·с мешалками открытого типа и до 50 Па·с мешалками закрытого типа, для тонкого диспергирования, быстрого растворения или выделения осадков в больших объемах. Мешалка состоит из одного или нескольких центробежных колес (турбинок), укрепленных на вертикальном валу. Турбинные мешалки могут быть двух типов: открытого и закрытого (рис. 2.53).

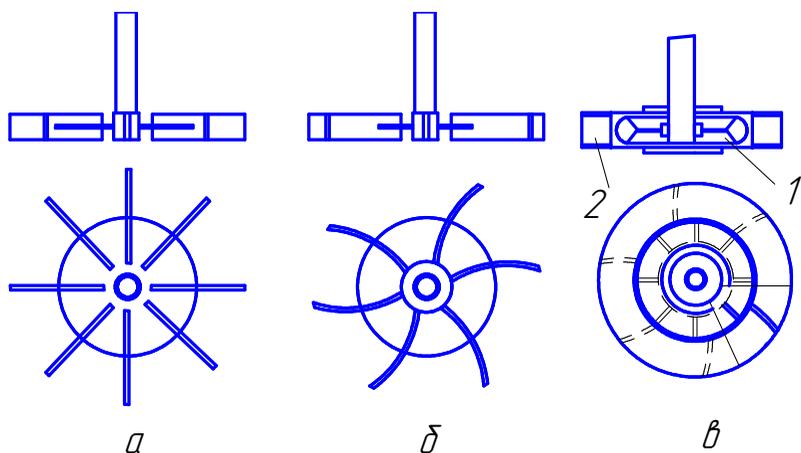


Рис. 2.53. Типы турбинок: а – открытая с прямыми радиальными лопатками;

б – открытая с криволинейными лопатками; в – закрытая с направляющим аппаратом

Закрытые мешалки устанавливают внутри направляющего аппарата, представляющего собой неподвижное кольцо с лопатками, изогнутыми под углом от 45° до 90° . При частоте вращения 100–350 об/мин турбинные мешалки обеспечивают интенсивное перемешивание жидкости. Недостатки мешалок этого типа – относительная сложность конструкции и высокая стоимость изготовления.

Для перемешивания жидкостей в аппаратах, обогреваемых с помощью рубашки или внутренних змеевиков, в тех случаях, когда возможно выпадение осадка или загрязнение теплопередающей поверхности, применяют якорные или рамные мешалки. Они имеют форму, соответствующую форме аппарата, и диаметр, близкий к внутреннему диаметру аппарата или змеевика. При вращении эти мешалки очищают стенки и дно аппарата от налипающих загрязнений.

Листовые мешалки имеют лопасти большей ширины, чем лопастные, относятся к мешалкам, обеспечиваю-

щим тангенциальное течение перемешиваемой среды. Кроме чисто тангенциального потока, который является преобладающим, верхние и нижние кромки мешалки создают вихревые токи, подобные тем, которые возникают при обтекании жидкостью плоской пластины с острыми краями.

При больших скоростях вращения листовой мешалки на тангенциальный поток накладывается радиальное течение, вызванное центробежными силами. Листовые мешалки применяют для перемешивания маловязких жидкостей (вязкостью менее $0,05 \text{ Па}\cdot\text{с}$), интенсификации процессов теплообмена, при проведении химической реакции в объеме и растворении.

Барабанные мешалки состоят из двух цилиндрических колец, соединенных между собой вертикальными лопастями прямоугольного сечения. Высота мешалки составляет $(1,5-1,6)d$. Мешалки этой конструкции создают значительный осевой поток и применяются (при отношении высоты столба жидкости в аппарате к диаметру барабана не менее 10) для проведения газожидкостных реакций, получения эмульсий и взмучивания осадков.

Дисковые мешалки представляют собой один или несколько гладких дисков, вращающихся с большой скоростью на вертикальном валу. Течение жидкости в аппарате происходит в тангенциальном направлении за счет трения жидкости о диск, причем сужающиеся диски создают также осевой поток. Иногда края диска делают зубчатыми. Диаметр диска $0,1-0,15$ диаметра аппарата. Окружная скорость равна $5-35 \text{ м/с}$, что при небольших размерах диска соответствует очень высоким числам оборотов.

Вибрационные мешалки имеют вал с закрепленными на нем одним или несколькими перфорированными дисками. Диски совершают возвратно-поступательное движение, при котором достигается интенсивное перемешивание

содержимого аппарата. Мешалки используются для перемешивания жидких смесей и суспензий преимущественно в аппаратах, работающих под давлением. Время, необходимое для растворения, гомогенизации, диспергирования при использовании вибрационных мешалок, меньше, чем для мешалок других типов. Поверхность жидкости при перемешивании этими мешалками остается спокойной, воронки не образуется.

3. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

3.1. Способы передачи теплоты

Перенос энергии в форме тепла, происходящий между телами, имеющими различную температуру, называется *теплообменом*. Движущей силой любого процесса теплообмена является разность температур между более нагретым и менее нагретым телами, при наличии которой имеет место самопроизвольный перенос тепла.

Согласно второму закону термодинамики, *самопроизвольный процесс переноса теплоты в пространстве возникает под действием разности температур и направлен в сторону уменьшения температуры*.

Теплообмен представляет собой обмен энергией между молекулами, атомами и свободными электронами. В результате теплообмена интенсивность движения частиц более нагретого тела снижается, а менее нагретого возрастает.

Теплопередача – наука о процессах распространения тепла. Законы теплопередачи лежат в основе тепловых процессов – нагревания, охлаждения, конденсации паров, кипения жидкостей, выпаривания – и имеют большое значение для проведения многих массообменных процессов

(перегонки, сушки и др.), а также реакционных процессов химической технологии, протекающих с подводом или отводом тепла.

Тела, участвующие в теплообмене, называются *теплоносителями*. Теплота может распространяться в любых веществах и даже в вакууме. Идеальных изоляторов тепла не существует.

Во всех веществах тепло передается *теплопроводностью* за счет переноса энергии микрочастицами. Молекулы, атомы, электроны и другие микрочастицы, из которых состоит вещество, движутся со скоростями, пропорциональными температуре. За счет взаимодействия частиц друг с другом более быстрые отдают энергию медленным частицам, перенося таким образом теплоту из зоны с более высокой температурой в зону с меньшей температурой.

В жидкостях и газах перенос теплоты может осуществиться еще и за счет перемешивания движущихся частиц. При этом уже не отдельные молекулы, а большие макроскопические объемы более нагретой жидкости (газа) перемещаются в зоны с меньшими температурами, а менее нагретые – в зоны с большей температурой. Перенос теплоты вместе с макроскопическими объемами вещества называется *конвекцией*.

Одновременно вместе с конвекцией имеет место теплопроводность. Такой сложный вид теплообмена называется *конвективным*. Конвекция является определяющим процессом переноса тепла в жидкостях и газах, поскольку она значительно интенсивнее теплопроводности.

Большое распространение получил теплообмен между жидкостью (газом) и поверхностью твердого тела (или наоборот). Этот процесс называется *конвективной теплоотдачей* или просто *теплоотдачей*.

Излучение является третьим способом передачи тепла. Теплота излучением передается через все прозрачные

среды, в том числе и в вакууме (в космосе). Носителями энергии при излучении являются *фотоны*, излучаемые и поглощаемые телами, участвующими в теплообмене.

В большинстве случаев перенос теплоты производится несколькими способами одновременно. В процессе теплоотдачи участвуют все способы передачи тепла – теплопроводность, конвекция и излучение. Более сложным является процесс передачи тепла от более нагретого теплоносителя к менее нагретому через разделяющую их стенку, называемый *теплопередачей*. В процессе теплопередачи переносу тепла конвекцией сопутствуют теплопроводность и теплообмен излучением. Однако при рассмотрении сложных процессов теплообмена преобладающими в определенных условиях является один или два из трех способов распространения тепла.

В непрерывно действующих аппаратах температуры в различных точках не изменяются во времени и протекающие процессы теплообмена считаются *установившимися* (стационарными). В периодически действующих аппаратах, где температуры меняются во времени, осуществляются *неустановившиеся* (нестационарные) процессы теплообмена.

3.2. Тепловые балансы

Тепло, отдаваемое более нагретым теплоносителем Q_1 , затрачивается на нагрев более холодного теплоносителя Q_2 , и некоторая часть тепла расходуется на компенсацию аппаратом потерь тепла в окружающую среду Q_n . Величина тепловых потерь для изолированных теплообменных аппаратов не превышает 3–5 % полезно используемого тепла. Тепловая нагрузка на аппарат определяется следующим образом:

$$Q = Q_1 = Q_2 + Q_n.$$

Величиной Q_n вследствие ее малости в предварительных расчетах обычно пренебрегают.

При известных расходах и энтальпиях теплоносителей уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q = G_1(H_{1н} - H_{1к}) = Q_2(H_{2к} - H_{2н}).$$

Если теплообмен протекает без изменения агрегатного состояния теплоносителей, то энтальпии теплоносителей определяются по формулам

$$H_{1н} = c_{1н}T_{1н}; \quad H_{1к} = c_{1к}T_{1к};$$

$$H_{2к} = c_{2к}T_{2к}; \quad H_{2н} = c_{2н}T_{2н}.$$

Если теплообмен осуществляется при изменении агрегатного состояния одного из теплоносителей или в процессе теплообмена протекают химические реакции, сопровождающиеся тепловыми эффектами, то в тепловом балансе должно быть учтено тепло, выделяющееся при физическом или химическом превращении.

Так, при конденсации перегретого пара тепло, отдаваемое теплоносителем, включает в себя теплоту, отдаваемую паром при его охлаждении до состояния насыщения, теплоту конденсации и теплоту, отдаваемую образовавшимся конденсатом:

$$Q = G(H_{1н} - H_{1к}) = Gc_n(T_n - T_{нас}) + Gr + Gc_k(T_{нас} + T_k)$$

При обогреве насыщенным паром, если конденсат не охлаждается, первый и третий члены правой части уравнения из теплового баланса исключаются.

От количества передаваемого тепла зависят размеры теплообменного аппарата. Основным размером теплообменного аппарата является *теплопередающая поверхность* (*поверхность теплообмена*).

Связь между количеством передаваемого тепла в аппарате и поверхностью теплообмена определяется основным кинетическим уравнением процесса теплообмена. Это уравнение, записанное в виде

$$Q = kdF\Delta Td\tau ,$$

называется *основным уравнением теплопередачи*.

Для установившегося процесса теплообмена основное уравнение теплопередачи имеет вид

$$Q = kF\Delta T_m .$$

Из этого уравнения определяется поверхность теплообмена:

$$F = Q / (k\Delta T_m) .$$

Среднюю разность температур между теплоносителями ΔT_m рассчитывают по начальным и конечным температурам теплоносителей, участвующих в теплообмене.

Определение коэффициента, являющегося коэффициентом скорости теплового процесса, представляет наибольшие трудности при расчете теплового аппарата. Коэффициент теплопередачи зависит от режима, скоростей течения и физических свойств теплоносителей, геометрических характеристик теплообменного аппарата.

Определение кинетических характеристик теплового процесса – средней разности температур и коэффициента теплопередачи – является основной задачей теплопередачи как науки о процессах распространения тепла из одной части пространства в другую.

3.3. Температурное поле и температурный градиент

К основным задачам теории теплообмена относится установление аналитической связи между тепловым потоком и распределением температур в средах. Совокупность мгновенных значений какой-либо величины во всех точках данной среды (тела) называется *полем* этой величины. Соответственно совокупность значений температур в данный момент времени для всех точек рассматриваемой среды называется *температурным полем*.

В наиболее общем случае температура в данной точке зависит от координат точки в пространстве и изменяется во времени:

$$T = f(x, y, z, \tau).$$

Эта зависимость представляет собой уравнение *неустановившегося* температурного поля.

Для установившегося температурного поля

$$T = f(x, y, z).$$

На практике, кроме трехмерного стационарного температурного поля, довольно часто встречаются двумерные и одномерные температурные поля, являющиеся функцией соответственно двух и одной координат.

Геометрическое место точек, имеющих одинаковую температуру, называется *изотермической поверхностью*. Температуры изменяются от одной изотермической поверхности к другой, причем наибольшее изменение температуры происходит по нормали к изотермическим поверхностям.

Предел отношения изменения температуры ΔT к расстоянию между изотермическими поверхностями по нормали Δn называется *температурным градиентом*:

$$\text{grad}T = \lim\left(\frac{\Delta T}{\Delta n}\right)_{\Delta n \rightarrow 0} = \frac{\partial T}{\partial n}.$$

Температурный градиент является векторной величиной. Положительным направлением температурного градиента принято считать направление в сторону возрастания температур.

3.4. Передача тепла теплопроводностью

Закон Фурье. Основным законом передачи тепла теплопроводностью является закон Фурье, согласно которому количество тепла dQ , передаваемого теплопроводностью, пропорционально градиенту температуры $\partial T / \partial n$, времени $d\tau$ и площади сечения dF , перпендикулярного направлению теплового потока:

$$dQ = -\lambda \cdot \partial T / \partial n \cdot dF \cdot d\tau.$$

Коэффициент пропорциональности в этом уравнении называется *коэффициентом теплопроводности*. Этот коэффициент характеризует способность тел проводить тепло. Согласно уравнению теплопроводности, коэффициент имеет следующую размерность:

$$[\lambda] = \left[\frac{dQ \partial n}{\partial T dF d\tau} \right] = \left[\frac{\text{Дж} \cdot \text{м}}{\text{К} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}} \right] = \left[\frac{\text{Вт}}{\text{К} \cdot \text{м}} \right].$$

Коэффициент теплопроводности *показывает, какое количество тепла проходит вследствие теплопроводности через 1 м^2 поверхности в единицу времени при разности температур 1 К , приходящейся на 1 м длины нормали к изотермической поверхности.*

Коэффициент теплопроводности веществ зависит от их природы и агрегатного состояния. Пределы изменения: для газов – 0,005–0,5; для жидкостей – 0,08–0,7; для металлов – 2,3–458; теплоизоляционных и строительных материалов – 0,02–3,0 Вт/(м·К).

Для металлов, применяемых в химическом машиностроении, коэффициенты теплопроводности составляют: для нержавеющей стали – 14–23; свинца – 35; углеродистой стали – 45; чугуна – 63; алюминия – 204; меди – 384; серебра – 458 Вт/(м·К).

Коэффициенты теплопроводности веществ зависят от температуры и давления. Для газов они возрастают с повышением температуры и мало зависят от давления; для жидкостей с увеличением температуры они уменьшаются, за исключением воды и глицерина. Теплопроводность твердых тел в большинстве случаев растет с повышением температуры.

Дифференциальное уравнение теплопроводности. Процесс распространения тепла теплопроводностью может быть описан дифференциальным уравнением, полученным на основе закона сохранения энергии, в предположении неизменности физических свойств тела по направлениям и во времени ($\rho, c, \lambda = const$).

Для вывода дифференциального уравнения рассматривается элементарный параллелепипед, выделенный из тела, с гранями dx, dy, dz (рис. 3.1).

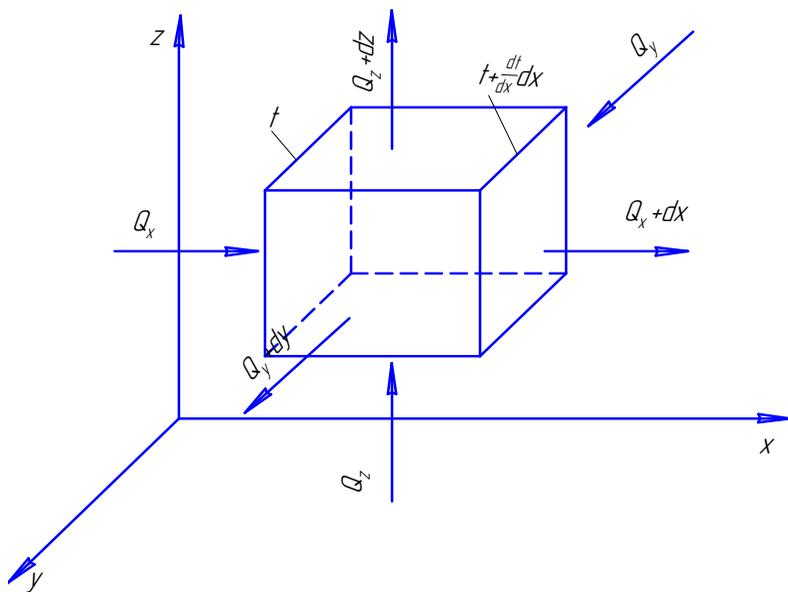


Рис. 3.1. Элементарный параллелепипед к выводу дифференциального уравнения теплопроводности

Количество тепла, входящего в параллелепипед через грань в направлении оси x за время $d\tau$, по закону Фурье

$$Q_x = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} dydzd\tau,$$

выходящего через противоположную грань параллелепипеда:

$$Q_{x+dx} = \lambda \frac{\partial}{\partial x} \left(t + \frac{\partial T}{\partial x} dx \right) dydzd\tau = -\lambda \frac{dT}{dx} dydzd\tau + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx dz dy d\tau$$

Разность между количеством тепла, вошедшего и вышедшего через грань в направлении оси x за время $d\tau$:

$$dQ_x = Q_x - Q_{x+dx} = -\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx dz dy d\tau.$$

Для всех граней параллелепипеда

$$dQ = dQ_x + dQ_y + dQ_z = -\lambda dx dy dz d\tau \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

.

На основе закона сохранения энергии количество тепла dQ представляет тепло, которое идет на изменение энтальпии параллелепипеда за время $d\tau$:

$$dQ = c\rho dV \frac{\partial T}{\partial \tau} d\tau = c\rho dx dy dz d\tau \frac{\partial T}{\partial \tau}.$$

Сопоставив выражения для dQ и произведя сокращения, получим дифференциальное уравнение теплопроводности

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

или в сокращенной записи:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t.$$

Множитель, входящий в уравнение теплопроводности $a = \frac{\lambda}{c\rho}$, называется *коэффициентом температуропроводности*. Этот коэффициент характеризует теплоинерционные свойства веществ: при прочих равных услови-

ях быстрее нагревается или охлаждается то тело, которое обладает большим коэффициентом температуропроводности:

$$a = \frac{\lambda}{\rho c} \left[\frac{Вт/(м \cdot К)}{Дж/(кг \cdot К) \cdot кг/м^3} \right] = \left[\frac{м^2}{с} \right].$$

Уравнение позволяет решать задачи, связанные с распространением тепла теплопроводностью как при неустановившихся, так и при установившихся тепловых потоках. При решении конкретных задач дифференциальное уравнение дополняется начальными и граничными условиями.

Теплопроводность плоской стенки. Рассмотрим передачу тепла теплопроводностью через плоскую стенку, длина и ширина которой бесконечно велики по сравнению с ее толщиной δ в направлении оси x .

Температуры стенок обозначим как T_{cm1}, T_{cm2} , причем $T_{cm1} > T_{cm2}$. При установившемся процессе количество тепла, подведенного к стенке, равно и количеству тепла, отведенного от нее, и не изменяется во времени. В связи с тем, что температура меняется только в направлении оси x , дифференциальное уравнение одномерного температурного поля имеет вид

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = 0.$$

Интегрирование этого уравнения приводит к функции

$$T = C_1 x + C_2.$$

Константы интегрирования определяются исходя из следующих граничных условий:

$$\begin{aligned} \text{при } x = 0, T &= T_{cm1}, & T_{cm1} &= C_2; \\ \text{при } x = \delta, T &= T_{cm2}, & T_{cm2} &= C_1\delta + C_2 \\ \text{или} & & T_{cm2} &= C_1\delta + T_{cm1}, \\ \text{откуда} & & C_1 &= (T_{cm2} - T_{cm1}) / \delta. \end{aligned}$$

Подставив значения констант C_1, C_2 в уравнение, получим

$$T = (T_{cm2} - T_{cm1})x / \delta + T_{cm1}.$$

Тогда для температурного градиента

$$dT / dx = (T_{cm2} - T_{cm1}) / \delta.$$

После подстановки выражения для температурного градиента в уравнение теплопроводности получим для количества тепла

$$dQ = -\lambda / \delta \cdot (T_{cm2} - T_{cm1}) \cdot dF$$

или

$$Q = \lambda / \delta \cdot (T_{cm1} - T_{cm2}) \cdot F.$$

Если плоская стенка состоит из n слоев, отличающихся друг от друга теплопроводностью и толщиной, то при установившемся процессе через каждый слой стенки

пройдет одно и то же количество тепла, которое может быть выражено для различных слоев уравнениями:

$$Q = \lambda_1 / \delta_1 \cdot (T_{cm1} - T_a) \cdot F$$

или $Q \cdot \lambda_1 / \delta_1 = (T_{cm1} - T_a) \cdot F$;

$$Q = \lambda_2 / \delta_2 \cdot (T_a - T_b) \cdot F$$

или $Q \cdot \lambda_2 / \delta_2 = (T_a - T_b) \cdot F$;

$$Q = \lambda_n / \delta_n \cdot (T_n - T_{cm2}) \cdot F$$

или $Q \cdot \lambda_n / \delta_n = (T_n - T_{cm2}) \cdot F$.

Произведем сложение правых и левых частей этих уравнений. В результате получим

$$Q(\lambda_1 / \delta_1 + \lambda_2 / \delta_2 + \dots + \lambda_n / \delta_n) = (T_{cm1} - T_{cm2}) \cdot F ,$$

откуда

$$Q = (T_{cm2} - T_{cm1}) \cdot F / \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} .$$

Зависимости для расчета теплового потока через однослойную и многослойную цилиндрические стенки приведем без вывода:

$$Q = \frac{2\pi L(T_{cm2} - T_{cm1})}{1/\lambda \cdot \ln(d_n / d_g)} ,$$

$$Q = \frac{2\pi L(T_{cm2} - T_{cm1})}{\sum_1^n 1/\lambda_i \cdot \ln(d_{i+1} / d_i)} .$$

При $\frac{d_n}{d_e} = \frac{d_{(i+1)}}{d_i} < 0,3 - 0,4$ расчет теплового потока

можно вести как для плоской стенки.

3.5. Тепловое излучение

Если на поверхность тела попадает лучистая энергия в количестве Q , то в общем случае телом поглощается только часть её (Q_A) с последующим превращением в тепловую энергию. Часть лучистой энергии (Q_R) отражается от поверхности тела, а часть (Q_D) проходит сквозь него. Очевидно, что

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D;$$

$$1/Q = 1/Q_A + 1/Q_R + 1/Q_D.$$

Первое слагаемое равенства характеризует *поглощающую* способность тела, второе – *отражательную*, третье – *пропускательную*.

В пределе каждое из слагаемых может быть равно единице, если каждое из оставшихся двух равно нулю.

При $1/Q_A = 1$ и соответственно $1/Q_R = 0$ и $1/Q_D = 0$ тело полностью поглощает все падающие на него лучи. Такие тела называются *абсолютно черными*.

При $1/Q_R = 1$, $1/Q_A = 0$ и $1/Q_D = 0$ тело отражает все падающие на него лучи. Такие тела называются *абсолютно белыми*.

При $1/Q_D = 0$, $1/Q_A = 0$ и $1/Q_R = 0$ тело пропускает все падающие лучи. Такие тела называются *абсолютно прозрачными* или *диатермичными*.

Тела, которые поглощают, отражают и пропускают ту или иную часть падающих на них лучей, называются *серыми* телами.

Закон Стефана-Больцмана. Количество тепла, излучаемого единицей поверхности тела в единицу времени, называется *лучеиспускательной способностью тела*:

$$E = Q_{\lambda} / F .$$

Лучеиспускательная способность, отнесенная к длинам волн от λ до $\lambda + d\lambda$, т.е. к интервалу волн $d\lambda$, называется *интенсивностью излучения*:

$$E = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} I d\lambda .$$

Планком теоретически получена следующая зависимость общей энергии теплового излучения от абсолютной температуры и длин волн для абсолютно черного тела:

$$E = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} C_1 \lambda^{-5} / (e^{C_2/(\lambda T)} - 1) .$$

Входящие в уравнение константы: $C_1 = 3,22 \cdot 10^{-16}$ Вт/м², $C_2 = 1,24 \cdot 10^{-2}$ Вт/м².

Это уравнение после разложения знаменателя в ряд и последующего интегрирования позволяет выразить полную энергию, или *лучеиспускательную способность абсолютно черного тела*:

$$E = K_0 T^4 .$$

Константа лучеиспускания абсолютно черного тела $K_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м² · К⁴).

Уравнение носит название закона Стефана - Больцмана, согласно которому *лучеиспускательная способность абсолютно черного тела пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры его поверхности.*

При проведении технических расчетов приведенную зависимость для удобства используют в несколько ином виде:

$$E = C_0 (T / 100)^4 ,$$

где $C_0 = K_0 \cdot 10^8$ Вт/(м²·К⁴) – коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела.

Закон Стефана-Больцмана применим также к серым телам:

$$E = \varepsilon \cdot C_0 (T / 100)^4 ,$$

где $\varepsilon = C / C_0$ – относительный коэффициент лучеиспускания, или степень черноты серого тела; C – коэффициент лучеиспускания серого тела.

Значение ε всегда меньше единицы и колеблется в пределах от 0,055 для алюминия, до 0,95 для твердой резины. Для листовой углеродистой стали $\varepsilon \approx 0,82$ при температуре окружающей среды.

Закон Кирхгофа. Для серых тел необходимо знать зависимость между их излучательной и поглощательной способностью.

Рассмотрим серое и абсолютно черное тела, расположенные параллельно относительно друг друга (рис. 3.2).

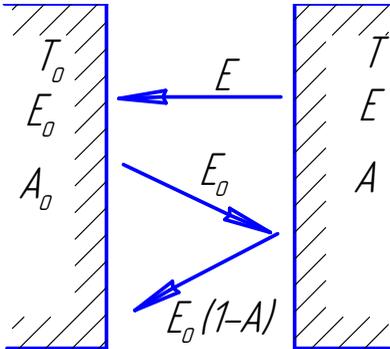


Рис. 3.2. Лучистый теплообмен параллельно расположенных поверхностей

Примем, что все лучи, испускаемые поверхностью одного тела, падают на поверхность другого. Абсолютно черное тело имеет температуру T_0 , лучеиспускающую способность E_0 и поглощательную $A_0 = 1$, серое тело – соответственно T, E, A , при этом $T > T_0$. Излучение E попадает на абсолютно черное тело и целиком поглощается им. Излучение E_0 попадает на серое тело, при этом часть его, равная $E_0 A$, поглощается, а другая часть, равная $E_0 (1 - A)$, отражается на абсолютно черное тело и поглощается им. Таким образом, в результате лучистого теплообмена между телами абсолютно черное тело получает суммарное количество энергии:

$$q = E + E_0 (1 - A) - E_0 = E - E_0 A.$$

Если обмен лучистой энергией между телами происходит при одинаковых температурах ($T = T_0$), то количество энергии, переданной от одного тела к другому, равно нулю и, следовательно

$$E + E_0(1 - A) = 0, \quad E = AE_0 \quad \text{и} \quad E / A = E_0.$$

Полученное равенство является математическим выражением закона Кирхгофа, согласно которому *отношение лучеиспускательной способности тел к их поглощательной способности для всех тел одинаково, равно лучеиспускательной способности абсолютно черного тела при той же температуре и зависит только от температуры.*

Взаимное излучение двух твердых тел. Количество тепла, передаваемого излучением от более нагретого твердого тела менее нагретому, определяется по уравнению

$$Q = C_{1-2}[(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4]F\varphi,$$

где коэффициент взаимного излучения $C_{1-2} = \varepsilon_{np} C_0 = \varepsilon_1 \varepsilon_2 C_0$; φ – средний угловой коэффициент, определяется формой, размерами и взаимным расположением поверхностей, участвующих в теплообмене; $F_1 = F_2 = F$ – излучающая поверхность тел.

Значения коэффициента приводятся в специальной литературе. Если одно тело находится внутри другого, то $\varphi = 1$. В этом случае коэффициент взаимного излучения определяется в соответствии с уравнением

$$C_{1-2} = 1/[1/C_1 + F_1/F_2(1/C_2 - 1/C_0)].$$

В этом уравнении индекс «1» соответствует более нагретому телу, расположенному внутри другого.

Если поверхности равны и параллельны, то в соответствии с приведенным выше выражением

$$C_{1-2} = \varepsilon_{np} C_0.$$

Для более нагретого тела с поверхностью $F_1 \ll F_2$ из того же выражения следует

$$C_{1-2} = C_1.$$

Для того чтобы уменьшить лучистый теплообмен между телами или организовать защиту от вредного влияния сильного излучения, используют перегородки – *экраны*, изготовленные из хорошо отражающих лучи материалов. Экраны располагают между поверхностями, обменивающимися лучистой энергией.

3.6. Конвективный теплообмен

3.6.1. Теплоотдача

Под конвективным теплообменом понимается процесс распространения тепла в жидкости или газе от поверхности твердого тела или к его поверхности одновременно конвекцией и теплопроводностью. Такой вид теплообмена также называют теплоотдачей. При теплоотдаче тепло распространяется от поверхности теплообмена к жидкости через пограничный слой за счет теплопроводности и от пограничного слоя в массу (ядро) жидкости преимущественно конвекцией. Перенос тепла конвекцией тем интенсивнее, чем более турбулирован движущийся поток жидкости или газа. Конвекция связана с переносом тепла массой жидкости и зависит от гидродинамических условий течения.

Свободное движение жидкости (естественная конвекция) возникает вследствие разностей плотностей нагретых и холодных частей жидкости и определяется ее физическими свойствами, объемом и разностью температур нагретых и холодных частей.

Вынужденное движение теплоносителей осуществляется под воздействием насосов, компрессоров и определяется физическими свойствами, скоростью, формой и

размерами каналов, в которых происходит их перемещение.

Закон Ньютона. Основным законом теплоотдачи является закон Ньютона, согласно которому количество тепла, передаваемого от поверхности теплообмена теплоносителю (или от теплоносителя к теплообменной поверхности), прямо пропорционально поверхности теплообмена, разности температур поверхности и теплоносителя и времени, в течение которого осуществляется теплообмен:

$$dQ = \alpha(T_{ct} - T_{жс})dFd\tau .$$

Коэффициент теплоотдачи α имеет размерность

$$[\alpha] = \left[\frac{dQ}{\Delta T dF d\tau} \right] = \left[\frac{Дж}{м^2 \cdot с \cdot К} \right] = \left[\frac{Вт}{м^2 К} \right]$$

и показывает, какое количество тепла передается от поверхности теплообмена в 1 м^2 к теплоносителю или, наоборот, от теплоносителя к поверхности теплообмена в единицу времени при разности температур, равной одному градусу.

Применительно к поверхности теплообмена для всего аппарата и установившегося процесса уравнение теплоотдачи имеет вид

$$Q = \bar{\alpha}(T_{ct} - T_{жс})F ,$$

где $\bar{\alpha} = \frac{1}{F} \int_F \alpha \cdot dF$ – средний по теплообменной поверхности аппарата коэффициент теплоотдачи.

Вследствие сложной структуры потоков, особенно в условиях турбулентного течения, величина коэффициента теплоотдачи представляет собой функцию многих пере-

менных, её определяющих: режим течения жидкости – скорости, вязкости, плотности; тепловые свойства жидкости – теплоемкости, теплопроводности, коэффициента объемного расширения; геометрических параметров – формы и определяющих размеров, а также шероховатости стенки:

$$\alpha = f(w, \mu, \rho, c_p, \lambda, \beta, d, L, \varepsilon).$$

Вследствие сложной зависимости коэффициента теплоотдачи от большого числа факторов невозможно получить уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи, пригодное для всех случаев теплоотдачи.

Для определения коэффициента теплоотдачи необходимо знать температурный градиент жидкости у стенки, т.е. распределение температур в жидкости. Поэтому исходной зависимостью для обобщения опытных данных по теплоотдаче является общий закон распределения температур в жидкости, определяемый дифференциальным уравнением конвективного теплообмена.

3.6.2. Дифференциальное уравнение конвективного теплообмена

При конвективном теплообмене тепло распространяется в жидкости одновременно теплопроводностью и конвекцией. Процесс распространения тепла теплопроводностью описывается дифференциальным уравнением вида

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right).$$

Левая часть этого уравнения представляет локальное изменение температуры элемента, выделенного в неподвижной среде.

При конвективном теплообмене элемент перемещается из одной точки пространства в другую. В этом случае изменение температуры элемента может быть выражено при помощи субстанциональной производной, учитывающей одновременно изменения параметра во времени и в пространстве, связанные с перемещением элемента из одной точки в другую. Субстанциональная производная, характеризующая полное изменение температуры движущегося элемента, может быть записана в следующем виде:

$$\frac{\partial D}{\partial \tau} = \frac{\partial T}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial T}{\partial x} + w_y \frac{\partial T}{\partial y} + w_z \frac{\partial T}{\partial z}.$$

Если в уравнении теплопроводности заменить локальное изменение температуры полным, то можно получить дифференциальное уравнение конвективного переноса тепла Фурье-Кирхгофа:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial T}{\partial x} + w_y \frac{\partial T}{\partial y} + w_z \frac{\partial T}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right).$$

Для полного математического описания это уравнение должно быть дополнено уравнением, характеризующим условия на границе раздела движущейся среды и твердого тела.

У поверхности твердого тела, находящегося в движущейся среде, всегда имеется пограничный слой толщиной δ , через который тепло распространяется теплопроводностью (рис. 3.3).

Количество переданного через этот слой тепла при его распространении от теплообменной поверхности к ядру жидкостного потока можно определить по закону Фурье

$$dQ = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} dF d\tau .$$

Это же количество тепла можно найти по закону Ньютона:

$$dQ = \alpha (T_w - T_f) dF d\tau .$$

Приравнивая правые части последних равенств, получаем уравнение, характеризующее условия теплообмена на границе раздела движущейся среды и твердого тела:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} dF d\tau = \alpha (T_w - T_f) dF d\tau .$$

Полученное уравнение и дифференциальное уравнение конвективного массообмена в полной мере описывают процесс, но для их решения необходимо еще знать проекции скоростей потока жидкости по соответствующим координатам.

С этой целью система уравнений должна включать дифференциальные уравнения движения и неразрывности. Но, как уже было сказано выше, такая система уравнений не имеет аналитического решения. Не имеет аналитического решения также система с дифференциальным уравнением конвективного теплообмена.

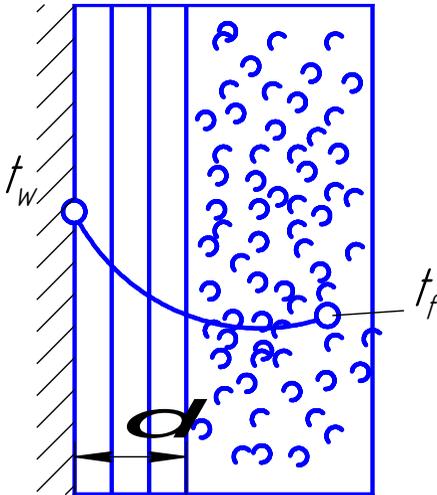


Рис. 3.3. Изменение температуры в движущей среде при конвективном теплообмене

Таким образом, аналитически не может быть установлено ни температурное поле в движущей среде, ни величина теплового потока. Для решения конкретных инженерных задач приходится прибегать к эксперименту и обобщениям с использованием методов теории подобия.

3.6.3. Подобие процессов теплообмена

Для непосредственного вычисления коэффициентов теплоотдачи используются уравнения подобия, полученные из дифференциальных уравнений конвективного теплообмена.

Из второго уравнения, характеризующего условия теплообмена на границе раздела фаз, делением правой части на левую с отбрасыванием знаков математических операторов получим

$$\alpha(T_w - T_f)\partial n / (\lambda \partial T) = \alpha \Delta T \partial n / (\lambda \partial T) = \alpha \cdot l / \lambda ,$$

где l – определяющий линейный размер.

Безразмерный критерий $\alpha \cdot l / \lambda = Nu$ называется критерием Нуссельта. Равенство критериев Нуссельта характеризует подобие процессов теплопереноса на границе между стенкой и потоком жидкости.

В критерий Нуссельта входит определяемая в задачах конвективного теплообмена величина α .

Из второго дифференциального уравнения получим условия подобия в ядре потока. В левой части уравнения Фурье-Кирхгофа сумма членов, отражающих влияние скорости потока на теплообмен, может быть заменена комплексом величин:

$$w_x \frac{\partial T}{\partial x} + w_y \frac{\partial T}{\partial y} + w_z \frac{\partial T}{\partial z} \sim \frac{T}{l} w.$$

Правую часть этого же уравнения, характеризующую перенос тепла путем теплопроводности, заменим также комплексом:

$$a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \sim \frac{aT}{l^2}.$$

Член $\frac{\partial T}{\partial \tau}$, учитывающий неустановившийся режим

теплообмена, заменим прямо пропорциональным ему $\frac{T}{\tau}$.

Выразим все члены дифференциального уравнения Фурье-Кирхгофа в относительных единицах, приняв за масштаб количество тепла, передаваемого теплопроводностью, и получим:

$$\frac{T/\tau \cdot l^2}{aT} = \frac{l^2}{a\tau} = \frac{1}{Fo} \text{ или } Fo = \frac{a\tau}{l^2};$$

$$\frac{Tw/l \cdot l^2}{aT} = \frac{wl}{a} = Pe.$$

Равенство критериев Фурье Fo в сходственных точках тепловых потоков является *необходимым условием подобия неустановившихся процессов теплообмена*.

Критерий Фурье аналогичен критерию гомохронности при гидродинамическом подобии.

Критерий Пекле Pe является *мерой отношения между теплом, переносимым конвекцией, и теплопроводностью при конвективном теплообмене*.

Критерий Пекле обычно представляют в виде произведения двух критериев подобия Рейнольдса и Прандтля:

$$Pe = \frac{wl}{\nu} \cdot \frac{\nu}{a} = Re Pr.$$

Критерий Прандтля характеризует поле теплофизических величин в потоке жидкости:

$$Pr = \frac{\nu}{a}.$$

В случаях, когда теплообмен происходит в результате естественной конвекции, обусловленной разностью плотностей жидкости в различных точках системы, процесс характеризуется значением критерия Архимеда:

$$Ar = \frac{gl^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho - \rho_0}{\rho},$$

где ρ , ρ_0 – плотности холодной и нагретой жидкости.

Поскольку в тепловых процессах разность плотностей в различных точках системы обуславливается разностью температур ΔT нагретой и холодной жидкости, комплекс $(\rho - \rho_0) / \rho$ в критерии Архимеда заменяется произведением $\beta \Delta T$, в результате получают новый критерий, называемый критерием Грасгофа:

$$Gr = \frac{gl^3}{\nu^2} \cdot \beta \Delta T .$$

Критерий Грасгофа характеризует гидродинамический режим потока жидкости в условиях естественной конвекции, происходящей под влиянием разности плотностей нагретой и холодной жидкости.

Полученные числа подобия позволяют получить уравнение подобия конвективного переноса тепла:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr, Fo) .$$

При рассмотрении конкретных задач теплообмена уравнение может быть упрощено. При стационарном процессе исключается критерий Fo :

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) .$$

При вынужденном движении теплоносителя, когда естественной конвекцией можно пренебречь, из уравнения исключается критерий Gr :

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) \text{ или } Nu = A Re^n Pr^m .$$

В условиях естественной конвекции из уравнения подобия исключается критерий Re :

$$Nu = f(Gr, Pr) \text{ или } Nu = A Gr^n Pr^m .$$

При решении конкретных задач по вычисленному критерию Нуссельта из соответствующего уравнения подобия определяется коэффициент теплоотдачи:

$$Nu = \alpha \cdot l / \lambda.$$

С использованием уравнений подобия обработано большое количество опытных данных по конвективному теплообмену. На основании этих данных можно определить значения коэффициентов теплоотдачи для всех основных случаев теплообмена.

3.6.4. Теплоотдача при свободном и вынужденном движении жидкости

Свободное движение жидкости происходит под действием разности плотностей нагретых и холодных частей жидкости. Эта разность температур зависит от разности температур теплообменной поверхности и жидкости. Форма поверхности имеет второстепенное значение, поэтому уравнение подобия для естественной конвекции имеет вид

$$Nu = c(Gr Pr)^m.$$

Константы c и m зависят от режима движения жидкости, т.е. от произведения $Gr Pr$:

- для ламинарного режима: ($Gr Pr < 5 \cdot 10^2$) $c=1,18$,
 $m=0,125$;
- для переходного режима: ($5 \cdot 10^2 < Gr Pr < 2 \cdot 10^7$)
 $c=0,54$, $m=0,25$;
- для турбулентного режима: ($Gr Pr > 2 \cdot 10^7$) $c=0,135$,
 $m=0,33$.

В качестве *определяющих геометрических размеров* при вычислении чисел Грасгофа приняты: для цилиндрических или сферических тел – диаметр; для плоских поверхностей – высота.

В качестве *определяющей температуры*, т.е. температуры, при которой вычисляются значения физических параметров, входящих в критерии подобия, принята средняя температура пограничного слоя, равная $0,5(T_{ст} + T_{жс})$.

Теплоотдача при вынужденном движении жидкости. Интенсивность теплоотдачи при вынужденном движении жидкостей в первую очередь зависит от режима течения жидкости. Соответственно этому рассматривается теплоотдача в условиях установившегося турбулентного, ламинарного и переходного режимов течения жидкости.

В условиях *установившегося турбулентного течения* ($Re > 10000$) теплоотдача зависит от характера движения и свойств жидкости:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{ст})^{0,25} .$$

Физические параметры в критериях Nu , Re , Pr определены при средней температуре жидкости, а в критерии $Pr_{ст}$ при температуре стенки. Отношением критериев $(Pr / Pr_{ст})^{0,25}$ учитывается влияние на теплоотдачу направления теплового потока и температурного перепада. Определяющим геометрическим размером принят эквивалентный диаметр канала, равный учетверенной площади поперечного сечения канала, деленной на смоченный периметр. Зависимость справедлива для случаев движения жидкости по прямым каналам любой формы поперечного сечения.

В коротких каналах коэффициент теплоотдачи выше, чем в длинных. Его величина снижается с увеличением l/d от 1 до 50. Дальнейшее увеличение l/d не приводит к снижению коэффициента теплоотдачи. Если отношение $l/d < 50$, в критериальное уравнение вводится коэффи-

коэффициент ε_l , численные значения которого меняются в пределах от 1 до 1,65 в зависимости от l/d и критерия Рейнольдса. Значение величины поправочного коэффициента ε_l можно найти в технической литературе.

При движении жидкости по изогнутой трубе или каналу с радиусом кривизны R теплообмен гораздо интенсивнее, чем при движении по прямому каналу. Увеличение интенсивности теплообмена в этом случае учитывается поправочным коэффициентом:

$$\varphi = 1 + 1,77d / R.$$

В условиях *ламинарного течения* ($Re < 2300$) теплоотдача определяется как вынужденным, так и свободным движением жидкости.

На теплоотдачу при ламинарном режиме существенное влияние оказывает естественная циркуляция. В результате ее влияния коэффициент теплоотдачи иногда может изменяться в пять раз. Для горизонтальных круглых труб при расчете α может быть использована эмпирическая формула Михеева, учитывающая естественную конвекцию:

$$Nu = 0,15(Re \cdot Pr)^{0,33} \cdot \left(\frac{Gr}{Pr} \right)^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon.$$

Коэффициент ε , учитывающий изменение коэффициента теплоотдачи в зависимости от длины трубы, указан в таблице

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,00

При ламинарном режиме, когда влияние свободной конвекции невелико ($Gr \cdot Pr \leq 5 \cdot 10^5$), критериальные уравнения имеют вид:

$$\text{при } (Re \cdot Pr \cdot d/l > 12) \quad Nu = 1,61 (Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l})^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}}\right)^{0,14};$$

$$\text{при } (Re \cdot Pr \cdot d/l \leq 12) \quad Nu = 3,66 \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}}\right)^{0,14},$$

где μ_{cm} – коэффициент динамической вязкости теплоносителя принимается при температуре стенки.

Для расчета теплоотдачи при движении теплоносителя, не меняющего своего фазового состояния, по трубам и каналам при *переходном режиме* ($10^4 > Re > 2300$) могут быть использованы зависимости:

$$Nu = 0,116 (Re^{2/3} - 125) \cdot Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}}\right)^{0,14}$$

;

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} \cdot Pr^{0,43} \quad (\text{для } Pr = 20 \div 140).$$

Экспериментальные данные при *поперечном обтекании труб и трубных пучков* обобщаются в виде эмпирических уравнений:

для коридорного пучка:

$$\text{при } 10 < Re < 150 \quad \bar{Nu} = 1,2 Re^{0,33} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25};$$

$$\text{при } 10^3 < Re < 10^5 \quad \bar{Nu} = 0,26 Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{d}{s_2}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25};$$

для шахматного пучка:

$$\text{при } 10 < Re < 200 \quad \bar{Nu} = 1,8 Re^{0,33} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25};$$

$$\text{при } 10^3 < Re < 10^5 \quad \bar{Nu} = 0,41 Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon.$$

При течении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубного теплообменника с сегментными перегородками могут быть использованы зависимости

$$Nu = 0,24 Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25} \quad (\text{при } Re \geq 10^3),$$

$$Nu = 0,34 Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25} \quad (\text{при } Re < 10^3).$$

В них определяющую скорость потока рассчитывают для наименьшего сечения межтрубного пространства.

3.6.5. Теплоотдача при изменении агрегатного состояния

Довольно часто в процессе теплообмена нагреваемые или охлаждаемые вещества изменяют агрегатное состояние: испаряются, конденсируются, плавятся или кристаллизуются. Особенности процессов теплообмена состоят в том, что тепло к ним подводится или отводится при постоянной температуре и распространяется не в одной, а в двух фазах. Эти особенности могут быть учтены путем введения в уравнения подобия конвективного переноса тепла дополнительного критерия подобия, учитывающего теплоту изменения агрегатного состояния.

Рассмотрим процесс теплообмена при конденсации пара. Выберем на поверхности раздела жидкой и паровой фаз элементарную площадку dF . Пар, непрерывно конденсируясь, переходит в жидкую фазу. Введём обозначения: w – скорость жидкости, образующейся при конденсации пара и протекающей через выбранную элементарную площадку; ρ – плотность этой жидкости; r – теплота парообразования. Очевидно, что количество тепла, пе-

редаваемого жидкости от пара при его конденсации через площадку в единицу времени, составит

$$dQ = r\rho wdF .$$

Это количество тепла отводится от площадки dF в массу жидкости теплопроводностью и в соответствии с законом Фурье может быть определено как

$$dQ = -\lambda dT / dx dF .$$

Сопоставление двух равенств дает

$$\lambda dT / dx dF = r\rho wdF \text{ или } dT / dx = r\rho w / \lambda .$$

Заменяв в последнем равенстве λ / ρ произведением температуропроводности жидкости на ее теплоемкость ac , получим уравнение, характеризующее условия на границе раздела фаз при изменении агрегатного состояния:

$$dT / dx = \rho w / ac .$$

После деления правой части уравнения на левую получим безразмерный комплекс $\frac{rwdx}{cadT}$.

Вычеркнув в полученном комплексе символы дифференцирования и направления (замена x на неориентированный в определенном направлении линейный размер l),

получим критерий подобия $\frac{rwl}{caT}$. Этот критерий представляют в виде произведения двух безразмерных комплексов, причем в первом критерии температуру T заменяют некоторой разностью температур:

$$\frac{r}{c\Delta T} \cdot \frac{wl}{a} = K \cdot Pe.$$

В этом равенстве критерий

$$K = \frac{r}{c\Delta T}.$$

Этот безразмерный комплекс называют критерием Кутателадзе. Равенство этих критериев для различных систем характеризует подобие систем при изменении агрегатного состояния. Величина ΔT представляет собой разность между температурой фазового превращения и температурой одной из фаз, а произведение $c\Delta T$ представляет собой теплоту перегрева или переохлаждения рассматриваемой зоны относительно температуры фазового превращения. Критерий Кутателадзе является мерой отношения тепла, идущего на изменение агрегатного состояния вещества, к теплоте перегрева или переохлаждения одной из фаз относительно температуры фазового превращения.

Из различных случаев теплоотдачи при изменении агрегатного состояния наибольшее значение для процессов химической технологии имеет теплоотдача при конденсации паров и при кипении жидкостей.

Теплоотдача при конденсации паров. Расчетные зависимости по теплоотдаче при конденсации паров можно получить с помощью теории подобия и на основе теплового анализа процесса конденсации. Эти два пути дают одинаковые результаты при одинаковой схеме процесса.

Наиболее удовлетворительной схемой процесса считается схема, предложенная Нуссельтом, согласно которой на поверхности твердого тела, воспринимающего тепло от пара, происходит *плёночная конденсация*. Плёнка жидкости, образуемая на поверхности твердого тела, стекает с

него и по мере движения книзу утолщается в результате конденсации пара на всей поверхности твердого тела.

При пленочной конденсации термическое сопротивление практически полностью сосредоточено в пленке конденсата, температура которой принимается равной со стороны стенки T_{cm} , а со стороны пара – температуре насыщения пара T_n .

Анализ этого процесса на основе теории подобия позволяет установить следующую зависимость:

$$Nu = f(Ga \cdot Pr \cdot K) \text{ или } Nu = C \cdot (Ga \cdot Pr \cdot K)^n.$$

В расчетной практике для вертикальных труб и стенок рекомендуется применять следующие критериальные уравнения:

– при ламинарном режиме течения пленки жидкости на вертикальных поверхностях $(Ga \cdot Pr \cdot K) \leq 10^{15}$

$$Nu = 1,15 \cdot (Ga \cdot Pr \cdot K)^{0,25};$$

– при турбулентном режиме $(Ga \cdot Pr \cdot K) > 10^{15}$

$$Nu = 0,0646 \cdot (Ga \cdot Pr \cdot K)^{0,33}.$$

Для горизонтальных труб:

$$Nu = 0,72 \cdot (Ga \cdot Pr \cdot K)^{0,25},$$

где $K = r / (c \cdot \Delta T)$ – критерий Кутателадзе; $\Delta T = (T_n - T_{cm})$ – температурный напор.

Формулы получены для конденсации неподвижного пара. Для движущегося пара значение коэффициента теплоотдачи может быть либо больше, либо меньше в сравнении с неподвижным паром. Коэффициент теплоотдачи увеличивается, если его поток уменьшает толщину пленки

или срывает ее. При создании препятствий движению пленки движущимся паром увеличение скорости способствует росту толщины пленки и уменьшению коэффициента теплоотдачи.

Для шероховатых поверхностей коэффициенты теплоотдачи меньше, чем для гладких, т.к. шероховатые поверхности оказывают большее сопротивление течению жидкой пленки. В этой связи скорость течения пленки уменьшается, ее толщина увеличивается.

Наличие воздуха или газов в насыщенном паре приводит к резкому снижению интенсивности теплоотдачи при конденсации из-за большого термического сопротивления слоя газов, скапливающихся у стенок. Для приближенных расчетов теплоотдачи вводят поправочные коэффициенты, величина которых зависит от концентрации неконденсирующихся газов.

Для расчета коэффициентов теплоотдачи *внутри горизонтальных труб*, когда режим течения пленки конденсата турбулентный и влияние гравитационных сил пренебрежимо мало по сравнению с силами межфазного взаимодействия ($Re > 5 \cdot 10^3$), рекомендуется формула Н.Г. Кружилина

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \frac{1}{2} \cdot \left[\sqrt{1 + x_1 \cdot \left(\frac{\rho_{жс}}{\rho_n} - 1\right)} + \sqrt{1 + x_2 \cdot \left(\frac{\rho_{жс}}{\rho_n} - 1\right)} \right],$$

где α_0 – коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по формулам для теплоотдачи без изменения агрегатного состояния; x_1, x_2 – паросодержание потока на входе и выходе участка конденсации.

Если конденсируется смесь паров, образующая раствор из нескольких веществ, то конденсация протекает аналогично конденсации паров индивидуальных веществ. В этом случае при вычислении коэффициента теплоотдачи

по формулам принимаются значения физических параметров растворов.

Если же смесь паров образует жидкость, состоящую из несмешивающихся компонентов, то теплоотдача обуславливается физическими свойствами того компонента, содержание которого больше. Конденсация паров с составом постоянно кипящей смеси может протекать с коэффициентами теплоотдачи как большими, так и меньшими, чем для чистых компонентов смеси, в зависимости от характера смачивания поверхности образующимся конденсатом.

3.7. Сложный теплообмен

В тепловых процессах в большинстве случаев распространение тепла осуществляется одновременно теплопроводностью, конвекцией и тепловым излучением. Такой вид процесса, как было сказано выше, называется сложным теплообменом.

Передача тепла одновременно конвекцией и тепловым излучением является одним из важнейших процессов теплообмена.

Для установившегося процесса количество тепла, отдаваемое стенкой за счет теплопроводности, составляет

$$Q_{\kappa} = \alpha(T_{ст} - T_{жс})F,$$

а за счет теплового излучения

$$Q_u = C_{1-2}[(T_{ст}/100)^4 - (T_{жс}/100)^4]F.$$

Если ввести обозначение для коэффициента теплоотдачи излучением

$$\alpha_u = C_{1-2} [(T_{ct} / 100)^4 - (T_{жс} / 100)^4] / (T_{ct} - T_{жс}),$$

количество тепла, отдаваемое стенкой за счет теплового излучения, составит

$$Q = \alpha_u (T_{ct} - T_{жс}) F.$$

Тогда общее количество тепла, отдаваемое стенкой, рассчитывается по формуле

$$Q = Q_k + Q_u = (\alpha + \alpha_u) (T_{ct} - T_{жс}) F$$

или

$$Q = \alpha^* (T_{ct} - T_{жс}) F,$$

где α^* – приведенный коэффициент теплоотдачи, учитывающий одновременно конвективный теплообмен и теплообмен излучением.

Теплопередача, как было сказано выше, также относится к сложным видам теплообмена между теплоносителями через разделяющую перегородку.

Количество передаваемого тепла определяется основным уравнением теплопередачи

$$Q = k \Delta T_m F.$$

В этом уравнении коэффициент теплопередачи k является коэффициентом скорости процесса, учитывающим перенос тепла теплоотдачей от теплоносителя к стенке, теплопроводностью через стенку и от стенки теплоотдачей к другому теплоносителю. Коэффициент теплопередачи определяет количество тепла, которое передается от одного теплоносителя к другому через единицу площади разделяющей их стенки в единицу времени при разности температур между теплоносителями в один градус.

Соотношение для расчета коэффициента теплопередачи можно получить из схемы процесса, приведенной на рис. 3.4.

При установившемся процессе количество тепла, которым обмениваются теплоносители, остается неизменным для процессов теплоотдачи от одного теплоносителя к стенке и от стенки к другому теплоносителю, а также теплопроводности по толщине стенки:

$$Q = \alpha_1(t_{f1} - t_{w1})F ;$$

$$Q = \frac{\lambda}{\delta}(t_{w1} - t_{w2})F ;$$

$$Q = \alpha_2(t_{w2} - t_{f2})F .$$

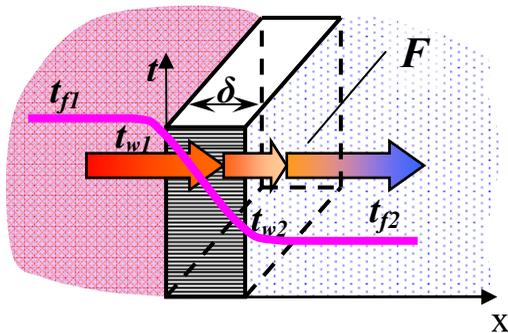


Рис. 3.4. Характер изменения температур при теплопередаче через плоскую стенку

После решения этих уравнений относительно разностей температур получим:

$$t_{f1} - t_{w1} = \frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{Q}{F};$$

$$t_{w1} - t_{w2} = \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{Q}{F};$$

$$t_{w2} - t_{f2} = \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{Q}{F}.$$

В результате сложения правых и левых частей уравнение примет вид

$$t_{f1} - t_{f2} = \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right),$$

откуда

$$Q = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} (t_{f1} - t_{f2})F.$$

При сопоставлении последнего уравнения с уравнением теплопередачи получим выражение для коэффициента теплопередачи

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}.$$

Величина, обратная коэффициенту скорости, представляет собой сопротивление, называемое *термическим сопротивлением* теплопередаче. Это сопротивление складывается из суммы термических сопротивлений теплоотдачи со стороны теплоносителей и самой стенки:

$$1/k = 1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2.$$

При расчете термического сопротивления многослойной стенки (например, при наличии загрязнений с той и другой стороны поверхности теплообмена) необходимо учитывать термические сопротивления всех слоев, составляющих стенку:

$$1/k = 1/\alpha_1 + \sum_{i=1}^n \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_2.$$

Движущая сила процесса теплопередачи при прямоточном и противоточном движении теплоносителей вычисляется по уравнению

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\bar{\delta}} - \Delta T_m}{\ln(\Delta T_{\bar{\delta}} / \Delta T_m)},$$

где $\Delta T_{\bar{\delta}}$, ΔT_m – наибольшая и наименьшая разности температур между теплоносителями на концах теплообменника, соответственно.

При небольших изменениях температур теплоносителей, когда $\Delta T_{\bar{\delta}} / \Delta T_m \geq 0,5$, среднюю разность температур вычисляют как среднеарифметическую:

$$\Delta T_m = (\Delta T_{\bar{\delta}} + \Delta T_m) / 2.$$

При перекрестном и смешанном токе теплоносителей среднюю разность температур определяют из формулы для прямоточного и противоточного движения теплоносителей

с учетом поправочного коэффициента $\varepsilon_{\Delta T}$, определяемого из справочной литературы, т.е.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\sigma} - \Delta T_m}{\ln(\Delta T_{\sigma} / \Delta T_m)} \cdot \varepsilon_{\Delta T}.$$

3.8. Процессы нагревания, охлаждения и конденсации

Процесс нагревания широко применяется в химической технологии для ускорения многих массообменных процессов и химических превращений. Наиболее широкое распространение получили методы нагревания водяным паром, топочными газами, промежуточными теплоносителями, электрическим током.

Нагревание водяным паром. Для этих целей используют преимущественно насыщенный и перегретый водяной пар давлением до 1,2 МПа. Использование пара более высокого давления экономически неоправданно. В соответствии с применяемым давлением нагревание паром ограничено температурой 190 °С. В процессе нагревания перегретый пар охлаждается и конденсируется.

Широкому распространению нагревания водяным паром способствуют следующие достоинства этого метода:

высокая удельная теплота парообразования (конденсации) насыщенного водяного пара 1990–2260 кДж/кг;

высокий коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося водяного пара 5000–18000 Вт/(м²К);

равномерность обогрева поверхности, т.к. конденсация происходит при постоянной температуре.

Различают два способа нагревания «острым» и «глухим» водяным паром. При нагревании острым паром водяной пар вводится непосредственно в нагреваемую жид-

кость, конденсируется с отдачей тепла, конденсат при этом смешивается с нагреваемой жидкостью.

При обогреве «острым» паром происходит разбавление нагреваемой жидкости конденсатом – водой. Этот способ применяют для нагревания воды и водных растворов.

Нагревание «глухим» водяным паром производят тогда, когда нельзя разбавлять нагреваемую жидкость образующимся конденсатом. В этом случае обогрев происходит через разделяющую их стенку в аппаратах с рубашками, змеевиками и т.п.

Нагревание дымовыми газами – наиболее широко распространенный способ обогрева в химической промышленности. Этот способ используется для нагрева сред до температур 180–1000 °С. Дымовые газы образуются при сжигании твердого, жидкого или газообразного топлива в топках или печах различных конструкций.

К особенностям нагрева относятся следующие факторы: значительные перепады температур и небольшие коэффициенты теплоотдачи от дымовых газов к стенкам аппаратов 15–35 Вт/(м²К).

При нагревании дымовыми газами обеспечиваются высокие тепловые нагрузки, но сам метод имеет ряд недостатков: трудность регулирования температуры процесса, из-за чего сложно добиться равномерности обогрева поверхностей; при разбавлении дымовых газов большим количеством воздуха происходит окисление металлов; опасность самого метода.

Обогревание дымовыми газами осуществляется в трубчатых печах, печах реакционных котлов, автоклавах.

Нагревание промежуточными теплоносителями. При нагревании многих материалов с целью сохранения их качества или обеспечения безопасной работы бывает недопустимым даже кратковременный их перегрев. В этих случаях применяют промежуточные теплоносители, которые

сначала нагреваются дымовыми газами, а затем передают воспринятое тепло обрабатываемому материалу.

В качестве промежуточных теплоносителей применяют водяной пар, перегретую воду, минеральные масла, высокотемпературные органические теплоносители (ВОТ), расплавленные смеси солей.

Нагревание электрическим током. При необходимости нагрева материалов выше 1000 °С применяют нагревание электрическим током в электропечах. По способу преобразования электрической энергии в тепловую различают электрические печи сопротивления, индукционные и дуговые. Электрические печи сопротивления делятся на печи прямого действия и печи косвенного действия.

В электрических печах прямого действия нагреваемое тело включается непосредственно в электрическую цепь и нагревается при прохождении через него электрического тока.

В электрических печах сопротивления косвенного действия тепло выделяется при прохождении электрического тока по специальным нагревательным элементам. Выделяющееся тепло передается материалам лучеиспусканием, теплопроводностью и конвекцией. В таких печах нагревание осуществляется до температуры 1100 °С.

В электрических индукционных печах нагревание осуществляется индукционными токами. Обогреваемый аппарат является сердечником обмотки, выполненной в виде соленоида, охватывающего аппарат. По соленоиду пропускают переменный ток, при этом вокруг соленоида возникает переменное магнитное поле, которое индуцирует в стенках аппарата электродвижущую силу. Под действием возникающего вторичного тока нагреваются стенки аппарата.

В дуговых печах нагревание материалов до температур 1300–1500 °С осуществляется электрической дугой.

Электрическая дуга возникает в газообразной среде. В дуговых печах при больших температурных перепадах невозможны равномерный обогрев и точное регулирование температуры.

Процессы конденсации получили широкое распространение в химической технологии для сжижения различных веществ за счет отвода от них тепла. Эти процессы осуществляются в аппаратах, называемых конденсаторами.

Различают два вида конденсации – поверхностную и конденсацию смешением. В конденсаторах, обеспечивающих поверхностную конденсацию, конденсирующиеся пары разделены стенкой, и конденсация паров происходит на внутренней или внешней поверхности холодной стенки. В конденсаторах смешения конденсирующиеся пары непосредственно соприкасаются с охлаждающим агентом.

Процесс охлаждения. При проведении химико-технологических процессов довольно часто появляется необходимость в охлаждении перерабатываемых материалов. Для этих целей наиболее распространены и общедоступны вода и воздух. В зависимости от времени года и климатических условий охлаждение водой и воздухом осуществляется до 20–30 °С. В зимний период охлаждение водой и воздухом возможно до более низких температур. Вода, отбираемая из артезианских скважин, имеет температуру 8–12 °С.

Охлаждение водой и воздухом производят в теплообменных аппаратах. При этом теплоносители могут быть разделены стенкой либо контактировать непосредственно друг с другом.

Для охлаждения технологических потоков ниже температуры окружающей среды применяют искусственное охлаждение.

3.9. Теплообменные аппараты

3.9.1. Классификация и типы теплообменных аппаратов

При проектировании и конструировании теплообменных аппаратов необходимо максимально удовлетворить многочисленные и в большинстве случаев противоречивые требования, предъявляемые к теплообменникам. Основные из них: соблюдение условий протекания технологического процесса; возможно более высокий коэффициент теплопередачи; низкое гидравлическое сопротивление аппарата; устойчивость теплообменных поверхностей к коррозии; доступность поверхности теплопередачи для чистки; технологичность конструкции с точки зрения изготовления; экономное использование материалов.

Теплообменные аппараты подразделяются в зависимости от формы поверхности, вида теплоносителя, способа передачи теплоты. В соответствии с последним показателем их можно классифицировать на поверхностные (рекуперативные), смешительные (контактные) и регенеративные.

Поверхностные теплообменники представляют собой наиболее распространенную и важную группу теплообменных аппаратов, используемых в химической технологии. В поверхностных теплообменниках теплоносители разделены стенкой, при этом теплота передается через поверхность этой стенки. Если поверхность теплообмена в таких теплообменниках формируется из труб, то их называют трубчатыми (трубными). В другой группе поверхностных теплообменников поверхностью теплообмена являются стенка аппарата или металлические плоские листы. Такие теплообменники называются пластинчатыми.

В смешительных (или контактных) теплообменниках теплообмен происходит при непосредственном соприкос-

новении теплоносителей. К смешительным теплообменникам относятся, например, градирни. В регенеративных теплообменниках процесс переноса теплоты от горячего теплоносителя к холодному разделяется во времени на два периода и происходит при попеременном нагревании и охлаждении насадки. Теплообменники этого типа чаще всего применяются для регенерации теплоты отходящих газов.

В химической и нефтехимической промышленности самое широкое распространение получили поверхностные теплообменники, чаще всего трубчатого типа. Теплообменники этого типа называются *кожухотрубчатыми* или *кожухотрубными*. Они достаточно просты в изготовлении, позволяют развивать большую поверхность теплообмена в одном аппарате, надежны в работе.

Этот тип теплообменной аппаратуры получил наибольшее распространение благодаря простоте конструкции и технологии изготовления. Согласно государственному стандарту кожухотрубные теплообменники изготавливают следующих типов: ТН – с неподвижными трубными решетками и жестким кожухом; ТК – с неподвижными трубными решетками и температурным компенсатором на кожухе; ТУ – с неподвижными трубными решетками и U-образными теплообменными трубами; ТП – с плавающей головкой; ТС – с сальником на плавающей головке.

В зависимости от назначения они могут быть подогревателями, холодильниками, конденсаторами и испарителями и целью увеличения скорости движения теплоносителей, изготавливаются двух-, четырех-, шести- и двенадцатиходовыми.

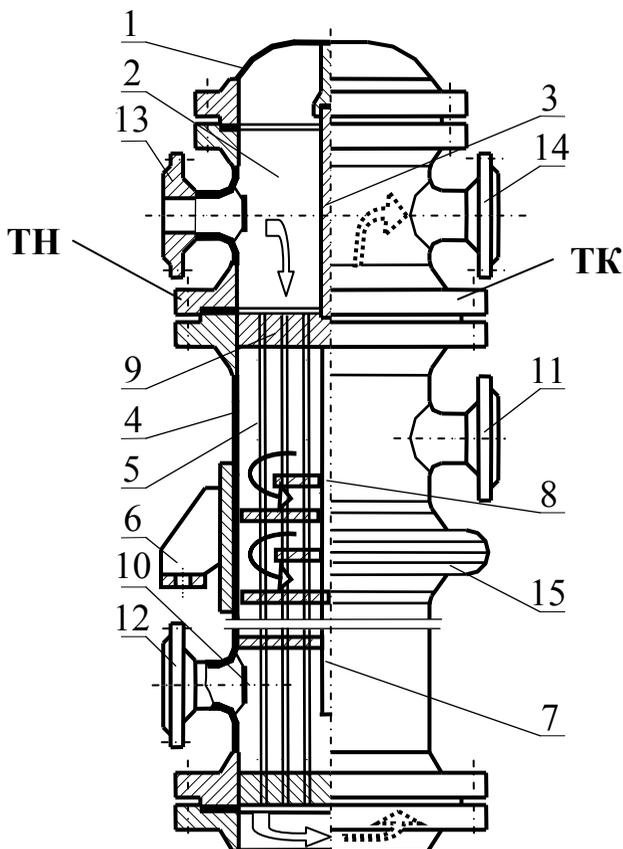


Рис. 3.5. Двухходовой вертикальный кожухотрубный теплообменник:
 1 – крышка; 2 – распределительная камера; 3, 8 – перегородки; 4 – кожух;
 5 – трубный пучок; 6 – опоры; 7 – стержень; 9 – трубная решетка;
 10 – обтекатель; 11...14 – патрубки; 15 – линзовый компенсатор

На рис. 3.5 изображен кожухотрубный вертикальный двухходовой теплообменник типа ТН (левая часть) и ТК (правая часть).

Теплообменник состоит из цилиндрического сварного кожуха 4, трубного пучка 5, распределительной камеры

2 и двух крышек 1, соединенных с кожухом фланцами. Трубная решетка 9 приварена к корпусу.

Перегородка 3 служит для образования двух ходов по трубам. Перегородки 8, зафиксированные стержнем 7, служат для обеспечения зигзагообразного движения теплоносителя в межтрубном пространстве. За счет зигзагообразного движения увеличивается скорость теплоносителя и, следовательно, коэффициент теплопередачи. Для защиты трубок от эрозии и истирания движущейся средой внутри кожуха напротив входного патрубка установлен обтекатель 10, представляющий изогнутую пластину, приваренную к корпусу.

Вследствие жесткого крепления трубных решеток к кожуху и трубок к решеткам при возникновении разности температур в местах их крепления возникают температурные напряжения, обусловленные различным удлинением кожуха и трубок.

Для частичной компенсации температурных напряжений, которые могут достигать существенных значений, в данных теплообменниках устанавливается линзовый компенсатор 15. Он состоит из двух частей, отштампованных из стальных колец в виде полуволен и сваренных между собой по периметру.

Особенностью аппаратов типа ТН является то, что трубы жестко соединены с трубными решетками, а сами решетки приварены к кожуху. В связи с этим при работе аппарата возникают температурные напряжения, которые при повышении допустимых значений являются причиной нарушения герметичности или появления пластических деформаций элементов конструкции. По этой причине теплообменники типа ТН используются при небольшой разности температур кожуха и труб.

Если расчетная разность температур кожуха и труб превышает величину 50–60 °С, необходимо использовать

полужесткие конструкции типов ТК и ПК либо конструкции с полной компенсацией температурных напряжений (типы ТУ и ТП). Компенсирующая способность линзовых компенсаторов пропорциональна числу элементов, однако применять компенсаторы с числом линз более четырех не рекомендуется из-за снижения жесткости кожуха. Применение линзовых компенсаторов снижает максимально допустимое давление в межтрубном пространстве. В теплообменниках типа ТУ максимальная разность температур стенок кожуха и труб может достигать 100 °С, а при дальнейшем ее увеличении могут возникнуть опасные напряжения в трубной решетке.

Преимущество теплообменников типа ТУ состоит в возможности чистки наружной поверхности трубного пучка. В то же время чистить внутреннюю поверхность довольно сложно.

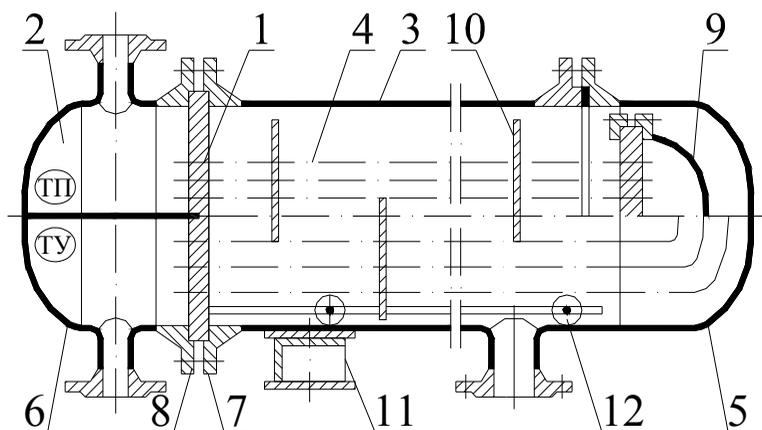


Рис.

3.6. Двухходовой горизонтальный кожухотрубный теплообменник:
 1 – трубная решетка; 2 – распределительная камера; 3 – корпус (кожух);
 4 – трубный пучок; 5 – днище; 6 – крышка; 7, 8 – фланцы;
 9 – плавающая головка; 10 – перегородки; 11 – опора;
 12 – роликовая платформа

Существенный недостаток этого типа – невозможность замены внутренних труб пучка при выходе их из строя. Кроме того, теплообменник типа ТУ менее всего представляет собой компактную конструкцию. По-видимому, эти недостатки ограничивают их широкое применение.

Теплообменники типа ТП на практике встречаются чаще, так как здесь обеспечивается наилучшая компенсация температурных деформаций за счет применения «свободно плавающей головки». Такая конструкция часто используется в испарителях.

На рис. 3.6 показаны конструкции кожухотрубных теплообменников с полной компенсацией температурных напряжений типа ТП (верхняя часть рисунка) и ТУ (нижняя часть рисунка). Такой теплообменник состоит из кожуха 3, трубного пучка 4, распределительной камеры 2, правой 5 и левой 6 крышек. Левая трубная решетка 1 зажата между фланцами 7 и 8, соединяющими кожух и распределительную камеру. Правая трубная решетка теплообменника ТП установлена внутри кожуха свободно и образует вместе с присоединенной крышкой 9 «плавающую головку».

Для увеличения скорости межтрубного потока и его турбулизации на трубках 4 закреплены ходовые перегородки 10. Теплообменник установлен на двух опорах 11. Для правильного расположения трубного пучка внутри кожуха и облегчения сборки теплообменники типа ТП с диаметром выше 800 мм снабжаются роликовыми опорными платформами 12.

Компенсация температурных напряжений в трубчатых теплообменниках типа ТС достигается также путем использования сальникового устройства (рис. 3.7), которое может располагаться как на корпусе (левая часть), так и на патрубке (правая часть). Последний вариант предпочтитель-

лен, так как периметр уплотнения, а следовательно, и усилие сжатия сальника в такой конструкции имеет меньшее значение.

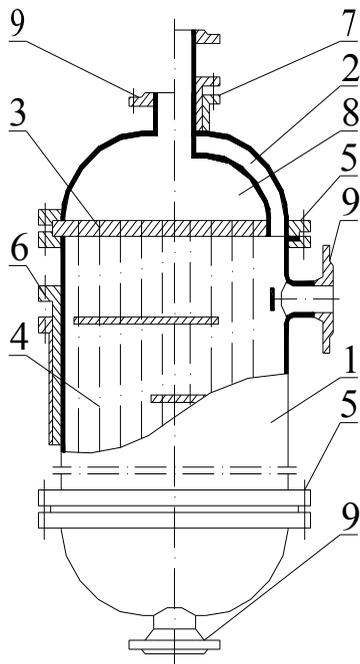


Рис. 3.7. Теплообменник типа ТС:

1 – корпус; 2 – крышки; 3 – трубная доска; 4 – трубный пучок;
5 – фланцы; 6 – нажимной фланец (втулка); 7 – сальниковая набивка;
8 – плавающая головка; 9 – патрубки

Аппараты с сальниковыми уплотнениями используются при невысоких давлениях (порядка 0,6 МПа).

Двухтрубные теплообменники довольно часто называют теплообменниками типа «труба в трубе». Они представляют собой набор последовательно соединенных элементов, состоящих из двух концентрически расположенных труб (рис. 3.8).

Один из теплоносителей движется по внутренним трубам, другой – в кольцевом зазоре, образованном внутренними и наружными – трубами. Внутренние трубы соединяются калачами, а наружные патрубками. Длина элемента теплообменника типа «труба в трубе» обычно составляет 3–6 м, Диаметр наружной трубы – 159 мм, внутренней – от 10 до 57 мм.

В связи с незначительными сечениями внутренней трубы и кольцевого зазора в теплообменниках достигаются достаточно высокие скорости движения теплоносителей (до трех метров в секунду), что способствует увеличению коэффициентов теплопередачи, замедлению отложения накипи и загрязнений на стенках труб. Основным достоинством двухтрубных теплообменников является осуществление процессов теплообмена с теплоносителями при высоких давлениях. В свою очередь, двухтрубные теплообменники более металлоемки, чем кожухотрубчатые.

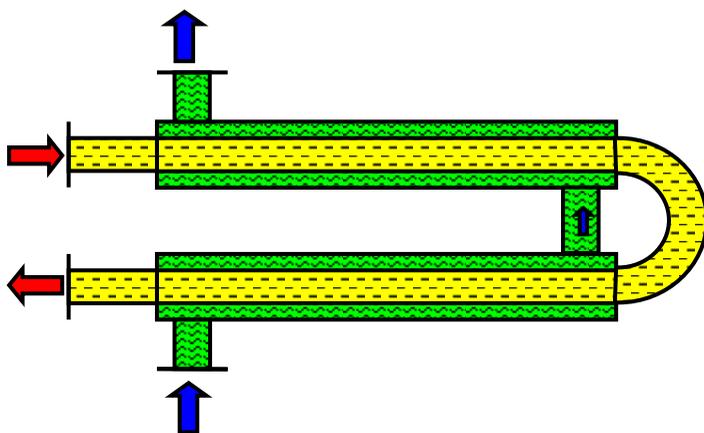


Рис. 3.8. Теплообменник «труба в трубе»

В *змеевиковых теплообменниках* основным теплообменным элементом является согнутая в виде змеевика труба. К ним относятся погружные теплообменники с одним и

несколькими спиральными змеевиками, по которым движется один из теплоносителей. Змеевики погружаются в жидкость, находящуюся в корпусе аппарата и представляющую второй теплоноситель. Скорость движения второго теплоносителя невелика в связи с большим сечением корпуса аппарата, что обуславливает низкие значения коэффициентов теплоотдачи со стороны наружной стенки змеевика.

Простота устройства, низкая стоимость, доступность наружных стенок змеевика для чистки и осмотра, возможность поддержания высоких давлений в змеевиках обеспечивают достаточно широкое применение погружных теплообменников в промышленности. Одним из основных недостатков змеевиковых теплообменников погружного типа следует отметить сравнительно невысокую поверхность теплообмена (до 10–15 м²).

Довольно широкое применение в химической технологии находят теплообменники с *наружными змеевиками*, применение которых позволяет проводить процесс при высоких давлениях. К стенкам аппаратов (обычно реакторов) снаружи приваривают змеевики, изготовленные из полуцилиндров или угловой стали.

К достоинствам аппарата с приваренными змеевиками следует отнести возможность разделения системы труб-змеевиков на отдельные секции, питаемые независимо друг от друга. Включением и отключением отдельных секций можно регулировать обогрев или охлаждение аппарата. Немаловажным достоинством теплообменников подобного типа является то, что материал привариваемых змеевиков может быть более дешевым, чем материал корпуса аппарата.

Оросительные теплообменники применяют в основном для охлаждения жидкостей и газов или конденсации паров. Оросительный теплообменник представляет собой

змеевик из размещенных друг над другом прямых труб, соединенных между собой калачами. Снаружи трубы орошаются водой, подаваемой в желоб для равномерного распределения охлаждающей воды по всей длине верхней трубы змеевика. Отработанная вода стекает в поддон. По трубам протекает охлаждаемый теплоноситель.

Орошающая теплообменник вода при стекании вниз по наружным стенкам труб частично испаряется. Процесс теплообмена достаточно интенсивный, вследствие чего расход воды на охлаждение в оросительных теплообменниках меньше, чем в холодильниках других типов. Но при этом возможны необратимые потери воды. К недостаткам таких теплообменников следует отнести их громоздкость, неравномерность смачивания наружной поверхности труб, нижние ряды которых могут вообще не смачиваться и практически не участвовать в теплообмене. Поэтому, несмотря на простоту изготовления, легкость чистки наружных стенок труб и другие достоинства, оросительные теплообменники находят ограниченное применение.

Теплообменники с ребренными трубами. В технике довольно часто встречаются процессы теплообмена, в которых коэффициенты теплоотдачи по обе стороны поверхности теплопередачи значительно отличаются по величине. Так, например, при нагреве воздуха конденсирующимся водяным паром коэффициент теплоотдачи от пара к стенке составляет примерно $10000\text{--}15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, а от стенки к нагреваемому воздуху – $10\text{--}50 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Ребрение труб со стороны воздуха позволяет существенно повысить тепловую нагрузку теплообменника за счет увеличения поверхности теплообмена со стороны теплоносителя с низким коэффициентом теплоотдачи. Ребрённые трубы также используются при нагреве или охлаждении сильновязких жидкостей.

Конструкции оребренных теплообменников весьма разнообразны причем разработаны конструкции, как с оребренными трубами, так и с плоскими поверхностями теплообмена.

Пластинчатые теплообменники собираются из пакетов гофрированных пластин, по краям которых уложены резиновые прокладки (рис. 3.9).

При сжатии пакета между пластинами образуются щелевые каналы, куда подаются теплоносители. Таким образом, основной деталью пластинчатого теплообменника является гофрированная штампованная стальная пластина, имеющая по контуру резиновую прокладку. В углах пластины имеются отверстия для подвода или отвода теплоносителей. Для увеличения поверхности теплообмена и турбулизации потоков теплоносителей проточную часть пластины делают гофрированной или ребристой, причем гофры могут быть горизонтальными или расположенными в «елочку».

Поскольку скорость движения теплоносителей в щелевых каналах значительна (1–3 м/с), то коэффициенты теплопередачи в пластинчатых теплообменниках достигают больших значений порядка 4000 Вт/(м²К) при сравнительно невысоких гидравлических сопротивлениях.

Материалом пластин является нержавеющая сталь, титан, алюминий, мельхиор, материал прокладки – резина на клею, синтетический каучук.

Пластинчатые теплообменники достаточно просты в изготовлении, их легко разбирать и ремонтировать. Однако герметизация пластин представляет серьезную проблему. По этой же причине применение их при высоких давлениях затруднительно.

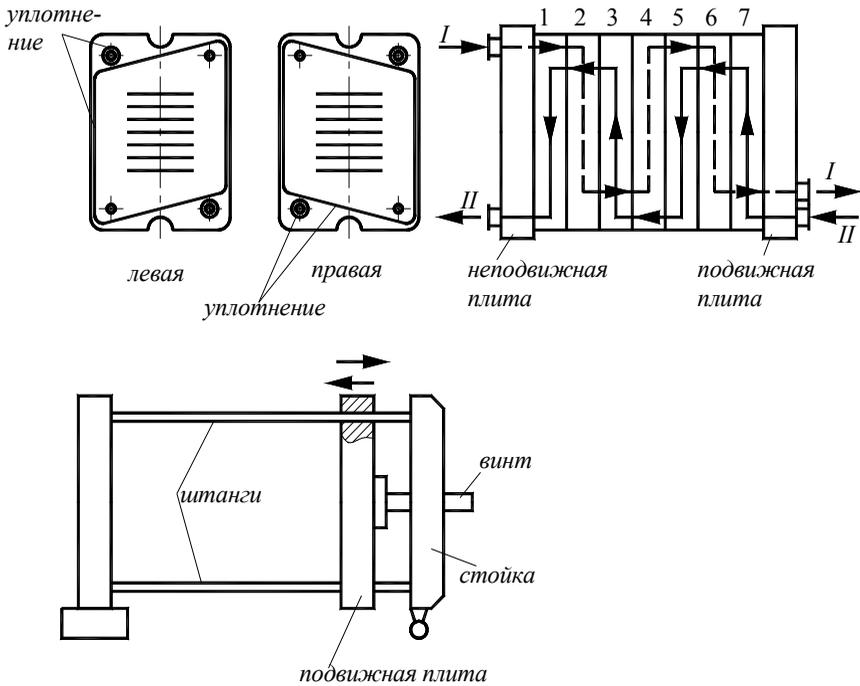


Рис. 3.9. Пластины, схема движения теплоносителей, исполнение пластинчатого теплообменника на консольной раме

В *спиральных теплообменниках* (рис. 3.10) поверхность теплообмена образована двумя тонкими металличе-

скими листами 1 и 2, приваренными к разделительной перегородке 3 и свернутыми в виде спиралей. В результате образуются два спиральных канала прямоугольного поперечного сечения, которые имеют боковые и осевые патрубки для подвода теплоносителей. Для придания листам жесткости и прочности, а также для фиксирования расстояния между спиральями к листам с обеих сторон приварены дистанционные штифты 4. В стандартных теплообменниках зазор между пластинами равен 8 или 12 мм. Уплотнение спиральных каналов производится торцевыми крышками 5.

Спиральные теплообменники компактны, позволяют создавать высокие скорости движения теплоносителей (для жидкостей до 1–2 м/с) при достаточно низких гидравлических сопротивлениях.

Однако эти аппараты сложны в изготовлении, не могут работать при давлениях выше 1 МПа, так как герметизация спиралей вызывает определенные трудности.

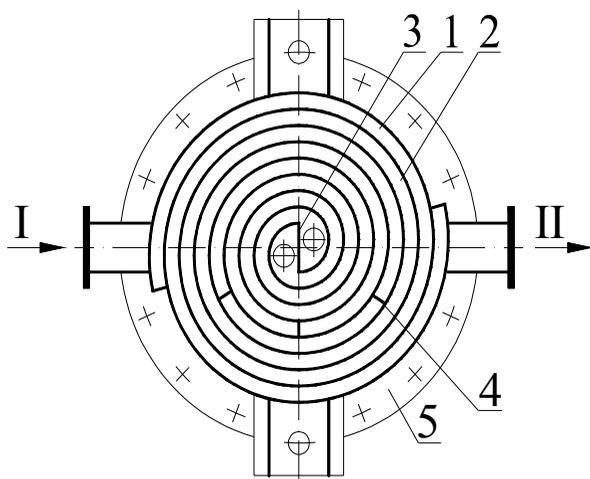


Рис. 3.10. Спиральный теплообменник

В химической промышленности для охлаждения и конденсации жидких и парогазовых сред хорошо зарекомендовали себя аппараты *воздушного охлаждения*, имеющие следующие преимущества: низкие расходы воды, а следовательно, и эксплуатационные расходы; низкую стоимость монтажных и ремонтных работ; возможность регулирования процесса теплообмена.

Рабочий диапазон температур в зависимости от типа оребрения и материала труб от -40 до 400 °С, условное давление $0,6$ – $6,4$ МПа.

Регулирование температурного режима работы теплообменного аппарата может осуществляться путем: включения, отключения вентилятора или изменения скорости вращения вала при наличии двухскоростных электроприводов; изменения угла наклона лопастей вентилятора; изменения положения жалюзийных заслонок; подачи воды в распылительные форсунки.

Во избежание переохлаждения продукта в трубах в зимнее время предусмотрен змеевиковый паровой подогреватель из оребренных труб.

На рис. 3.11, 3.12 приведена конструкция аппарата воздушного охлаждения. На сварной раме 1 размещены теплообменные секции 2. Они состоят из пучка поперечно оребренных труб. Снизу к раме прикреплены диффузор 3 и коллектор 4, в центре которого находится осевой вентилятор 5. Вентилятор вместе с угловым редуктором и электродвигателем 7 смонтирован на отдельной раме 8. Для повышения эффективности работы в его конструкции предусмотрены распыливающие водяные форсунки 9, автоматически включающиеся при повышенной температуре окружающей среды. Зимой можно отключать электродвигатель вентилятора. Кроме этого, интенсивность теплообмена можно регулировать изменением угла наклона лопастей вентилятора, от которого зависит расход прокачиваемого

мого воздуха. Для этого в аппарате предусмотрен механизм дистанционного поворота лопаток с ручным или пневматическим приводом и жалюзи, устанавливаемые над теплообменными секциями. Жалюзийные заслонки можно поворачивать вручную или автоматически с помощью пневмопривода.

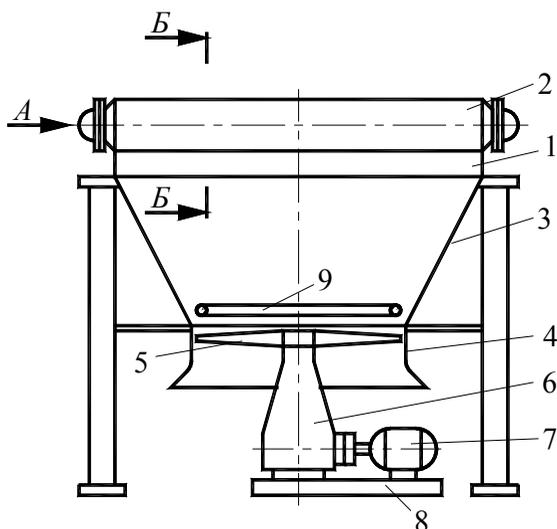


Рис. 3.11. Аппарат воздушного охлаждения

Теплообменная секция состоит из 4, 6 или 8 рядов труб 3 (рис. 3.12), размещенных по вершинам равностороннего треугольника в трубных решетках 1. Трубы закреплены развальцовкой или развальцовкой со сваркой. Секции могут быть одно- или многоходовыми.

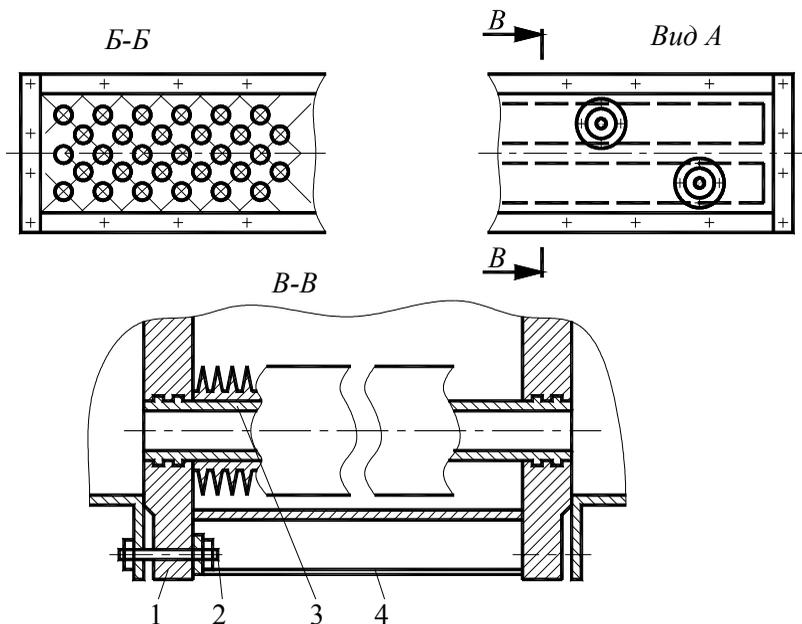


Рис. 3.12. Аппарат воздушного охлаждения (виды и разрезы)

Смесительные теплообменники являются высокоинтенсивными аппаратами, так как в них теплообмен происходит при непосредственном соприкосновении теплоносителей и отсутствует термическое сопротивление стенки. Эти теплообменники применяют в тех случаях, когда допустимо смешение теплоносителей или когда это смешение допускается технологическими условиями. В большинстве случаев это аппараты непрерывного действия. В зависимости от назначения они имеют различные технические названия. Наиболее часто смесительные теплообменники применяют для конденсации водяного пара, нагревания и охлаждения воды и газов (обычно воздуха). По принципу устройства смесительные теплообменники подразделяются на полые, полочные, насадочные барботажные.

Для осушения или увлажнения воздуха в установках кондиционирования применяются кондиционеры. Очистка воздуха или газа от пыли, смолы путем промывки их водой осуществляется в скрубберах. Нагрев жидкостей за счет тепла воздуха, газа или пара производится в смесительных подогревателях или конденсаторах, а охлаждение больших количеств циркуляционной воды достигается благодаря ее тепло- и массообмену с воздухом в градирнях.

Широкое применение в химической технологии нашли *барометрические конденсаторы*. Полочный барометрический конденсатор смешения предназначен для создания вакуума в аппаратах с паровой средой, в частности в выпарных установках.

В этом аппарате (рис. 3.13) водяной пар вводят в корпус 1 конденсатора с сегментными перфорированными полками 2. Воду подают на верхнюю полку, откуда она перетекает по полкам 2, имеющим небольшие борта. Основная часть воды вытекает тонкими струйками через отверстия в полках, а остальная перетекает через борт на нижерасположенную полку. При контакте с водой пар конденсируется, вследствие чего в конденсаторе и аппарате создается разрежение.

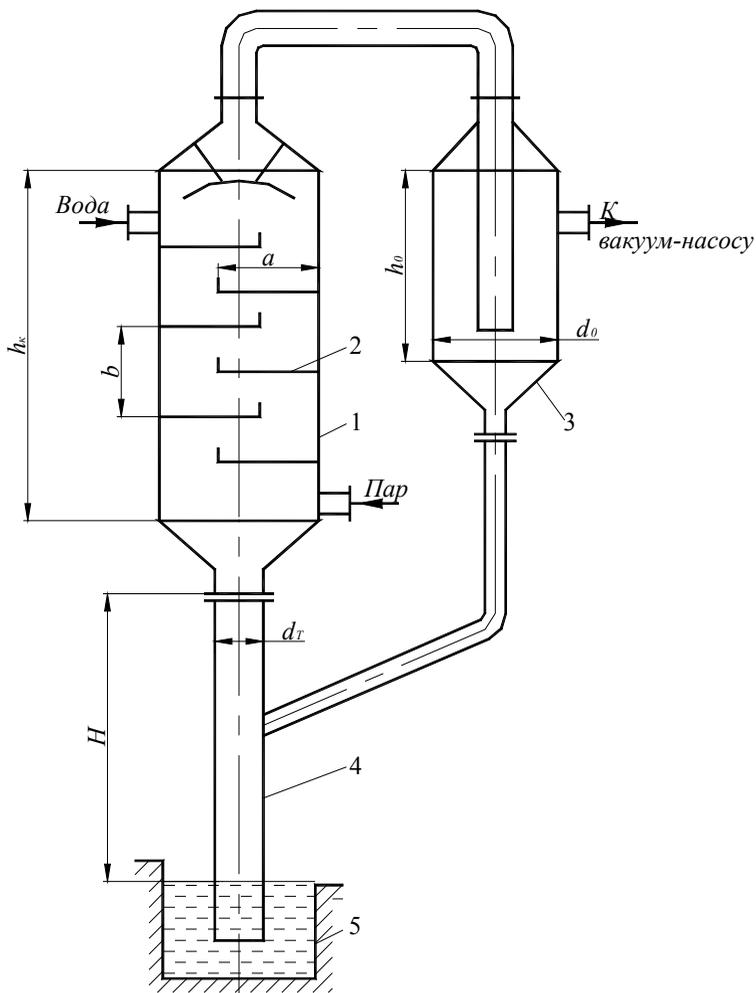


Рис. 3.13. Барометрический конденсатор

Образовавшаяся смесь конденсата и воды самотеком сливается в барометрическую трубу 3 высотой около 10 м и затем в емкость 4. Барометрическая труба 3 и емкость 4 образуют гидрозатвор, который препятствует проникновению воздуха в аппарат. Из емкости 4 воду удаляют в ли-

нию оборотной воды или канализацию. Несконденсировавшийся воздух, находившийся в паре и охлаждающей воде, пропускают через ловушку 5 и откачивают вакуум-насосом.

Регенеративные теплообменники обычно состоят из двух аппаратов цилиндрической формы, корпуса которых заполняют насадкой в виде свернутой в спираль гофрированной металлической ленты, решетчатой кирпичной кладки, кусков шамота, листового металла и других материалов. Эта насадка попеременно нагревается при соприкосновении с горячим теплоносителем, затем, соприкасаясь с холодным теплоносителем, отдает ему свою теплоту.

В период нагрева насадки через один аппарат пропускают горячий газ, который охлаждается и поступает на дальнейшую переработку, а через другой аппарат – холодный газ, отнимающий теплоту у насадки, разогретой в предыдущем цикле. Каждый цикл состоит из двух периодов: разогрева насадки и ее охлаждения. Переключение аппаратов после каждого периода нагревания и охлаждения, длящихся обычно по нескольку минут, происходит автоматически с помощью клапанов.

3.9.2. Расчет теплообменных аппаратов

Различают проектный и поверочный расчеты теплообменников. Целью проектного расчета является определение необходимой поверхности теплообмена и режима работы теплообменника для обеспечения заданного переноса теплоты от одного теплоносителя другому. Задачей поверочного расчета является определение количества передаваемой теплоты и конечных температур теплоносителей в данном теплообменнике с известной поверхностью теплообмена при заданных условиях его работы. Эти рас-

четы основываются на использовании уравнения теплопередачи и тепловых балансов.

Исходными данными для *проектного расчета* чаще всего являются: G – расход одного или обоих (G, D) теплоносителей, кг/с; T_n, T_k – начальная и конечная температуры, К; p – давление сред; c, μ, ρ – теплоемкость, вязкость и плотность теплоносителей (эти величины могут быть не заданы, тогда их следует определять из справочной литературы). Кроме того, часто указывается и тип проектируемого теплообменника. Если он не указан, то необходимо сначала провести технико-экономическое обоснование выбранного типа.

Задачей проектного теплового расчета теплообменника является определение поверхности теплообмена в результате совместного решения интегрального уравнения теплопередачи и уравнений тепловых балансов:

$$\begin{cases} Q = k_m \cdot \Delta t_{cp} \cdot F, \\ Q = G_{m2} \cdot c_{p2} \cdot (t_n - t_k) \cdot \eta' = G_{m1} \cdot c_{p1} \cdot (t_k - t_n) \cdot \eta''. \end{cases}$$

Если теплоносители изменяют агрегатное состояние в процессе теплообмена, расчет тепловой нагрузки (удельного теплового потока) производится через энтальпии:

$$Q = G_{m2} \cdot (H_n - H_k) \cdot \eta' = G_{m1} \cdot (H_k - H_n) \cdot \eta'',$$

где G_{m2}, G_{m1} – массовые расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с; η', η'' – коэффициенты (КПД), учитывающие потери (приток) тепла в теплообменных аппаратах.

Значения физических констант свойств теплоносителей можно принимать как среднеинтегральные величины, если в рассматриваемом интервале температур их нельзя

считать постоянными. С некоторым приближением (что на практике чаще и делают) расчетное значение теплоемкости можно брать как истинное значение c_p при средней температуре теплоносителя либо как среднее арифметическое истинных теплоемкостей при конечных температурах.

Значение коэффициентов η наиболее точно определяют опытным или расчетным путем. Из промышленной практики известно, что для теплообменников потери тепла в окружающую среду обычно невелики и составляют 2–3 % от общего переданного тепла. Поэтому в приближенных расчетах можно принять $\eta = 0,97–0,98$.

Уравнения тепловых балансов служат для нахождения расходов теплоносителей или их конечных температур. Если ни то, ни другое не задано, то, как правило, задаются начальными и конечными значениями температур теплоносителей с таким расчетом, чтобы минимальная разность температур между теплоносителями была не менее 5–7 К. Поверхность теплообмена определяют из основного уравнения теплопередачи, предварительно задавшись ориентировочным значением коэффициента теплопередачи.

Расчет температурного напора состоит в определении средней разности температур ΔT_{cp} и вычислении средних температур теплоносителей T_{cp} и θ_{cp} :

$$\Delta T_{cp} = (\Delta T_b - \Delta T_m) / \ln(\Delta T_b / \Delta T_m).$$

При определении ΔT_{cp} сначала устанавливают характер изменения температур теплоносителей и выбирают схему их движения, стремясь обеспечить как можно большее значение среднего температурного напора. С точки зрения условий теплообмена наиболее выгодна противоточная схема, которая не всегда может быть осуществлена на практике (например, если конечная температура одного

из теплоносителей по технологическим соображениям не должна превышать определенного значения, то часто выбирают прямоток).

Смешанная и перекрестная схемы движения (наиболее часто встречающиеся в практике) занимают промежуточное положение между прямотоком и противотоком. Вычисление ΔT_{cp} , ΔT_b , ΔT_m для указанных схем связано с определенными трудностями. В литературе известны формулы для вычисления ΔT_{cp} при смешанном и перекрестном токе, которые однако сложны, громоздки и поэтому неудобны.

При выполнении тепловых расчетов трубчатых теплообменных аппаратов коэффициент теплопередачи обычно определяется по формулам для плоской стенки:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_2} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_x},$$

где α_2 , α_x – коэффициенты теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю соответственно.

Это не вносит больших погрешностей и вместе с тем значительно упрощает расчет. Исключение составляют ребристые поверхности и толстостенные гладкие трубы, у которых $d_n/d_{вн} > 2,0$. Во избежание погрешностей расчет их по формулам для плоской стенки проводить не рекомендуется.

Уравнение для расчета коэффициента теплопередачи выражает принцип аддитивности термических сопротивлений при передаче тепла через стенку. Понятие о термическом сопротивлении введено для лучшего представления процесса теплообмена и удобства оперирования величинами сопротивлений при сложных тепловых расчетах. В частности, всегда следует помнить, что, исходя из принци-

па аддитивности, величина k будет всегда меньше наименьшего значения α (это условие является критерием проверки правильности сделанных вычислений, а также указывает на способы повышения интенсивности теплообмена; следует стремиться повысить меньшее значение α). Кроме того, при расчетах параметра k следует ориентироваться на опытные значения.

При проектировании новых теплообменных аппаратов обязательно нужно учесть возможность загрязнения теплообменной поверхности и принять соответствующий запас. Учет загрязнения поверхности производят двумя способами: либо путем введения так называемого коэффициента загрязнений η_3 , на который умножается коэффициент теплопередачи, рассчитанный для чистых труб:

$$k_3 = k \cdot \eta_3, \quad \eta_3 = 0,65-0,85,$$

либо путем введения термических сопротивлений загрязнений:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_2} + R_1 + \frac{\delta}{\lambda} + R_2 + \frac{1}{\alpha_x},$$

где R_1 и R_2 – термические сопротивления загрязнений с наружной и внутренней поверхностей теплообмена, которые выбираются по практическим данным, приведенным в справочной литературе.

Коэффициенты теплоотдачи, входящие в уравнения, определяются из критериальных выражений вида

$$Nu = f(Re, Pr, Gr),$$

где

$$\text{Re} = \rho \cdot w \cdot l / \mu; \quad \text{Pr} = \mu \cdot c / \lambda; \quad \text{Gr} = \frac{l^3 \cdot g \cdot \rho^2 \cdot \beta \cdot \Delta T}{\mu^2}; \quad \text{Nu} = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda};$$

l – определяющий размер; w – скорость теплоносителя; c , μ и λ – теплоемкость, вязкость и теплопроводность теплоносителя; β – коэффициент объемного расширения, ΔT – локальный температурный напор.

Конкретный вид критериального уравнения зависит от условий рассматриваемой задачи (нагревание, охлаждение, конденсация, кипение), режимов течения теплоносителей, типа и конструкции теплообменного аппарата.

При подборе стандартизированного теплообменника задаются ориентировочным значением коэффициента теплопередачи K . Затем по справочникам подбирают теплообменник и далее проводят расчет поверхности теплопередачи по рассмотренной схеме. При удовлетворительном совпадении расчета площади теплообмена тепловой расчет теплообменника заканчивают и переходят к его гидравлическому расчету, целью которого является определение гидравлического сопротивления теплообменника.

Поверочный расчет теплообменника с известной поверхностью теплопередачи заключается, как правило, в определении количества передаваемой теплоты и конечных температур теплоносителей при их заданных начальных значениях и заданных расходах. Необходимость в таком расчете может возникнуть, например, если в результате проектного расчета был выбран нормализованный аппарат со значительным запасом поверхности, а также при проектировании сложных последовательно-параллельных схем соединения стандартных теплообменников. Поверочные расчеты могут понадобиться также для выявления возможностей имеющегося аппарата при переходе к другим (отличным от проекта) режимам работы.

3.9.3. Выбор и проектирование поверхностных теплообменников

При подборе и проектировании поверхностных теплообменников выбор конструкции теплообменника приобретает важнейшее значение. Следует учитывать ряд требований, которым должен удовлетворять данный теплообменник. Эти требования зависят от конкретных условий протекания процесса теплообмена, к которым прежде всего следует отнести величину тепловой нагрузки аппарата, агрегатное состояние и физико-химические свойства теплоносителей (вязкость и др.), их агрегативность, температуру и давление в аппарате, условия теплопереноса (гидродинамические режимы, соотношения между коэффициентами теплоотдачи по обе стороны стенки и др.), возможность создания чистого противотока, если температуры теплоносителей в процессе теплопереноса заметно изменяются, возможность загрязнения поверхностей теплообмена (если таковая существует, то желательно, чтобы поверхность была доступной для периодической чистки) и др. Кроме того, теплообменник должен быть как можно более прост по устройству, компактен, с малой металлоемкостью и т. п. Конструкции теплообменника, который бы удовлетворял всем названным требованиям, нет. Поэтому в каждом конкретном случае теплообмена приходится ограничиваться выбором наиболее подходящей конструкции.

При выборе теплообменника следует учитывать положения, которые существенно влияют на интенсивность теплообмена, размеры теплообменника и условия его эксплуатации и важнейшими из которых являются следующие.

Для получения высоких значений коэффициентов теплопередачи теплоносители должны иметь достаточно

большие скорости. Однако с ростом скорости растут гидравлические сопротивления. Из практики следует, что приемлемые значения коэффициентов теплоотдачи можно получить при скоростях для жидкостей до 1–1,5 м/с и для газов до 10–25 м/с.

Необходимо знать, что увеличение скорости одного из теплоносителей приводит к заметному повышению коэффициента теплопередачи только в том случае, если коэффициент теплоотдачи с другой стороны стенки большой (т. е. является нелимитирующим), а термическое сопротивление стенки мало. Поскольку массовые расходы теплоносителей связаны с тепловым и материальным балансами теплообменника, то на линейную скорость теплоносителей в аппарате можно повлиять только подбором в нем соответствующих сечений.

В некоторых случаях коэффициент теплопередачи может зависеть только от термических сопротивлений загрязнений на стенке. При большом загрязнении увеличение скорости теплоносителя практически не приводит к существенной интенсификации теплопереноса, однако увеличивает затраты энергии на прокачивание теплоносителя через аппарат.

В то же время нужно помнить, что чем выше скорости теплоносителей, тем медленнее происходит отложение накипи и загрязнений на поверхности теплопередающих стенок теплообменников. Таким образом, задача выбора рациональных скоростей теплоносителей может быть решена только путем проведения оптимизационного расчета на основе сопоставления некоторого числа вариантов.

Важно правильно определить место ввода теплоносителей в теплообменник. При проектировании кожухотрубчатых теплообменников теплоноситель с меньшим коэффициентом теплоотдачи для увеличения скорости следует пропускать по трубам, так как сечение труб меньше сече-

ния межтрубного пространства. Теплоноситель с высоким давлением направляют в трубы, чтобы не подвергать менее прочный кожух воздействию повышенных напряжений.

В трубы направляют также теплоноситель, вызывающий коррозию, и кожух при этом может быть изготовлен из более дешевого материала.

Для снижения тепловых потерь в нагревателях более горячий теплоноситель направляют в трубы, в холодильниках – в межтрубное пространство, что способствует более интенсивному охлаждению за счет потерь теплоты в окружающую среду.

Загрязненные теплоносители подаются с той стороны поверхности теплообмена, которую проще чистить.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии: учебник / В.Г. Айнштейн, М.К. Захаров, Г.А. Носов и др.; под ред. В.Г. Айнштейна. – М. : Высш. шк., 2003. – 1784 с.

2. Брюханов, О.Н. Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики: учебник / О.Н. Брюханов, В.И. Коробко, А.Т. Мелик-Аракелян. – М. : ИНФРА-М, 2005. – 254 с.

3. Гельперин, Н.И. Основные процессы и аппараты химической технологии / Н.И. Гельперин – М. : Недра, 1981. – 252 с.

4. Дытнерский, Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / Ю.И. Дытнерский. – М. : Химия, 1995. – 768 с.

5. Калекин, В.С. Машины и аппараты химических производств: учеб. пособие / В.С. Калекин, В.А. Плотников. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2004. – 343 с.

6. Калекин, В.С. Тепломассообменное и реакционное оборудование химических производств: учеб. пособие / В.С. Калекин, В.А. Плотников. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2003. – 124 с.

7. Калекин, В.С. Процессы и аппараты химической технологии: Гидромеханические и тепловые процессы: учеб. пособие / В.С. Калекин, В.А. Плотников. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2006. – 212 с.

8. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: учеб. для вузов / А.Г. Касаткин. – М. : ООО ТИД «Альянс», 2005. – 753 с.

9. Кафаров, В.В. Основы массопередачи / В.В. Кафаров. – М. : Высш. шк., 1979. – 440 с.

10. Кафаров, В.В. Лекции по курсу «Процессы и аппараты химической технологии» / В.В. Кафаров. –СПб.: ХИМИЗДАТ, 2003. – 608 с.
11. Лыков, А.В. Теория сушки / А.В. Лыков. – М. : Энергия, 1968. – 472 с.
12. Лыков, М.В. Сушка в химической промышленности / М.В. Лыков. – М. : Химия, 1976. – 432с.
13. Плановский, А.Н. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии: учеб. для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. / А.Н. Плановский, П.И. Николаев. – М. : Химия, 1987. – 496 с.
14. Процессы и аппараты химической технологии. Явления переноса, макрокинетика, подобие, моделирование, проектирование: в 5 т. Т. 1: Основы теории процессов химической технологии / Д.А. Баранов, А.В. Вязьмин, А.А. Гухман и др.; под ред. А.М. Кутепова. – М. : Логос, 2000. – 480 с.
15. Процессы и аппараты химической технологии. Явления переноса, макрокинетика, подобие, моделирование, проектирование: в 5 т. Т. 2: Механические и гидромеханические процессы / Д.А. Баранов, В.Н. Блиничев, А.В. Вязьмин и др.; под ред. А.М. Кутепова. – М. : Логос, 2002. – 600 с.
16. Рамм, В.М. Абсорбция газов / В.М. Рамм. – М. : Химия, 1976. – 656 с.
17. Романков П.Г. Гидромеханические процессы химической технологии. Изд. 2-е, перераб. И доп. / П.Г. Романков, М.И. Курочкина. – Л. : Химия, 1974. – 288 с.
18. Романков П.Г. Сушка во взвешенном состоянии / П. Г. Романков, Н.Б. Рашковская. – Л. : Химия, 1979. – 272 с.

19. Систер, В.Г. Экология и техника сушки дисперсных материалов / В.Г. Систер, В.И. Муштаев, А.С. Тимонин. – Калуга : Изд-во Н. Бочкаревой, 1999 г. – 670 с.

20. Тимонин, А.С. Инженерно-экологический справочник: в 3 т. / А.С. Тимонин. – Калуга : Изд-во Н. Бочкаревой, 2003. – Т. 1. – 827 с.; – Т. 2. – 884 с.; – Т. 3. – 1024 с.

Учебное издание

А.В. Ковалев

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ТЕПЛОТЕХНИКИ

Редактор Е.Н. Осипова

Подписано к печати 08.12.2015 г. Формат 60x84 1/16.
Бумага печатная. Усл. п. л. 15,8. Тираж 25 экз. Изд. № 4155

Издательство Брянского государственного аграрного университета
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино, Брянский
ГАУ