

ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ТИПОВЫХ ЗАДАЧ

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ И СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

1.1. Параметры состояния жидкостей и газов

1.2. Плотность

1.3. Вязкость

1.4. Поверхностное натяжение

2. ГИДРОСТАТИКА

2.1. Основные определения

2.2. Основное уравнение гидростатики

2.3. Практическое применение уравнения гидростатики

3. ГИДРОДИНАМИКА ОДНОФАЗНЫХ ПОТОКОВ

3.1. Основные определения и параметры

3.2. Практическое применение уравнения неразрывности

3.3. Режимы движения потоков в трубах. Распределение скоростей в потоках

3.4. Уравнение Бернулли и его практическое применение

4. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ

4.1. Потери давления на трение

4.2. Потери давления на местных сопротивлениях

4.3. Общие потери давления на трение и местных сопротивлениях

4.4. Гидравлическое сопротивление аппаратов

4.5. Общее гидравлическое сопротивление трубопровода

5. ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

5.1. Основные определения

5.2. Напор насоса

5.3. Допустимая высота всасывания

5.4. Законы пропорциональности центробежных машин

5.5. Поршневые насосы

5.6. Шестеренчатые насосы

5.7. Работа насосов на сеть

6. РАЗДЕЛЕНИЕ НЕОДНОРОДНЫХ СИСТЕМ ПОД ДЕЙСТВИЕМ СИЛ ТЯЖЕСТИ

6.1. Материальный баланс процесса разделения

6.2. Скорость осаждения

6.3. Определение поверхности осаждения аппаратов гравитационного типа

7. ГИДРОДИНАМИКА НЕПОДВИЖНЫХ И «КИПЯЩИХ» ЗЕРНИСТЫХ СЛОЕВ

7.1. Основные определения

7.2. Гидравлическое сопротивление неподвижного зернистого слоя

7.3. Гидродинамика «кипящего» зернистого слоя

8. ФИЛЬТРОВАНИЕ

8.1. Основное уравнение фильтрования

8.2. Фильтрование при постоянном перепаде давлений

8.3. Фильтрование с постоянной скоростью

9. ЦЕНТРОБЕЖНОЕ РАЗДЕЛЕНИЕ. ЦИКЛОНЫ, ЦЕНТРИФУГИ

9.1. Центробежный фактор разделения

9.2. Циклоны

9.3. Центрифуги

10. ПЕРЕМЕШИВАНИЕ В ЖИДКИХ СРЕДАХ

10.1. Аппараты с механическими мешалками

10.2. Мощность приводов механических мешалок

11. ТЕПЛОВЫЕ БАЛАНСЫ

11.1. Основные термины и определения

11.2. Теплофизические свойства веществ и материалов

11.3. Составление уравнений тепловых балансов

12. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

12.1. Уравнение закона Фурье

12.2. Уравнение теплопроводности плоской однослойной стенки

12.3. Уравнение теплопроводности плоской многослойной стенки

12.4. Уравнение теплопроводности однослойной цилиндрической стенки

12.5. Уравнение теплопроводности многослойной цилиндрической стенки

12.6. Упрощенный расчет теплового потока через цилиндрическую стенку

13. КОНВЕКТИВНЫЙ ПЕРЕНОС ТЕПЛОТЫ

13.1. Уравнение теплоотдачи

13.2. Критерии теплового подобия

13.3. Теплоотдача в теплоносителях, не изменяющих в процессе теплообмена агрегатное состояние

13.4. Теплоотдача при конденсации пара

13.5. Теплоотдача при кипении жидкости

14. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

14.1. Основное уравнение теплопередачи

14.2. Взаимосвязь коэффициента теплопередачи с коэффициентами теплоотдачи

14.3. Расчет средней движущей силы теплопередачи

14.4. Расчетные температуры теплоносителей

14.5. Итерационный метод расчета коэффициента теплопередачи

15. ВЫПАРИВАНИЕ

15.1. Материальный баланс процесса выпаривания

15.2. Температура кипения раствора при выпаривании

15.3. Тепловой баланс выпарного аппарата

15.4. Движущая сила процесса выпаривания

15.5. Поверхность теплообмена выпарного аппарата

15.6. Тепловые балансы конденсаторов выпарных установок

16. ОСНОВЫ МАССОПЕРЕДАЧИ

16.1. Выражение составов фаз

16.2. Законы межфазного равновесия

16.3. Материальный баланс массообменного процесса (аппарата)

16.4. Движущая сила массообменных процессов

16.5. Массоотдача и массопередача

16.6. Расчет размеров массообменного аппарата

17. АБСОРБЦИЯ

17.1. Основные термины, определения и обозначения

17.2. Равновесие при абсорбции

17.3. Материальный баланс абсорбера

17.4. Расчет размеров абсорбера

17.5. Гидравлический расчет абсорберов

18. ПЕРЕГОНКА И РЕКТИФИКАЦИЯ

18.1. Основные определения

18.2. Равновесие в системе жидкость – пар при перегонке и ректификации

18.3. Уравнения материального баланса

18.4. Уравнения рабочих линий ректификационной колонны

18.5. Минимальное и рабочее флегмовые числа

18.6. Определение размеров ректификационной колонны

18.7. Основные тепловые расчеты ректификационной установки

19. СУШКА

19.1. Материальный баланс сушилки по высушиваемому материалу

19.2. Параметры влажного воздуха

19.3. Диаграмма состояния влажного воздуха

19.4. Материальный баланс сушилки по сушильному агенту

19.5. Тепловой баланс конвективной сушилки

19.6. Определение размеров сушилок

20. АДСОРБЦИЯ

20.1. Термины и определения

20.2. Материальный баланс адсорбера периодического действия

21. ЭКСТРАКЦИЯ

21.1. Термины и определения

21.2. Материальный баланс экстракции

21.3. Определение числа теоретических ступеней взаимодействия фаз в экстракторе

ЛИТЕРАТУРА

1. ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ И СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

1.1. Параметры состояния жидкостей и газов

Температура характеризует интенсивность теплового движения частиц, образующих систему (вещество, материал), определяется как производная энергии тела на его энтропию. В современной практике измерения температур используется термодинамическая шкала Кельвина. Единица измерения температуры T в ней – Кельвин (К). Наряду с термодинамической шкалой допускается использование шкалы Цельсия. По шкале Цельсия измерение температуры t производится в градусах Цельсия ($^{\circ}\text{C}$, град). Взаимосвязь между температурами, выраженными по термодинамической шкале и шкале Цельсия, следующая:

$$T = t + 273,15. \quad (1)$$

В таком случае 273,15 К соответствует 0°C . Разность (изменение) температур, выраженных по термодинамической шкале и шкале Цельсия, численно равна.

Давление – величина, характеризующая интенсивность сил, действующих на поверхность по нормали к ней. При равномерном распределении сил по поверхности давление равно отношению силы к площади поверхности. Размерность давления в СИ – Па (Паскаль); $\text{H}/\text{м}^2$.

Абсолютное давление – истинное гидростатическое давление среды. Гидростатическое давление – давление в данной точке жидкости или газа.

Барометрическое (атмосферное) давление – давление столба атмосферного воздуха в данном месте Земли в данный момент времени. Нормальное барометрическое давление (нормальное давление) $P_0 = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Его величина, выраженная в других, внесистемных единицах измерения: 760 мм рт. ст.; 1,03 кгс/см² (килограммсила на сантиметр квадратный); 1,03 ат (техническая атмосфера); 1,00 атм (физическая атмосфера).

Избыточное давление $P_{\text{изб}}$, Па, – разность абсолютного $P_{\text{абс}}$, Па, и барометрического $P_{\text{бар}}$, Па, давлений:

$$P_{\text{изб}} = P_{\text{абс}} - P_{\text{бар}}. \quad (2)$$

В случаях, когда величина $P_{\text{бар}}$ не указана, принимают $P_{\text{бар}} = P_0$.

Понятие разрежение (устаревший термин – вакуум, современным стандартом использование в научно-технической литературе не допускается) $P_{\text{разр}}$, Па, используется, если абсолютное давление в объекте (системе) ниже барометрического:

$$P_{\text{разр}} = P_{\text{бар}} - P_{\text{абс}}. \quad (3)$$

Общее наименование приборов для измерения давления – манометры. Собственно манометры – приборы для измерения избыточного давления. Дифференциальные манометры – приборы для измерения разности (перепада) давлений в двух точках (зонах) системы (аппарата, установки и т. п.). Барометры – приборы для измерения абсолютного давления атмосферного воздуха. Вакуумметры – приборы для измерения разрежения. В случаях, если в тексте не указаны вид

давления и тип прибора, показания которого приводятся, следует принимать, что упомянутое давление – абсолютное.

1.2. Плотность

Плотность ρ , кг/м³, – масса единицы объема вещества (материала):

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (4)$$

где m – масса, кг; V – объем, м³.

Относительная плотность (для жидкостей) $\bar{\rho}$ – отношение плотности жидкости ρ к плотности воды при +4°C:

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_{\text{в}}}, \quad (5)$$

где $\rho_{\text{в}}$ – плотность воды, кг/м³.

Плотность по воздуху – отношение плотности газа (газовой смеси) к плотности воздуха при равных их температуре и давлении.

Коэффициент объемного температурного расширения β_t , К⁻¹, показывает относительное увеличение объема жидкости (газа) при ее неизменной массе и повышении температуры на 1 К. Значение плотности жидкости ρ_t , кг/м³, при температуре T , К, определяется по известной величине ее плотности ρ_1 , кг/м³, при температуре T_1 , К, по формуле

$$\rho_t = \frac{\rho_1}{1 - \beta_t(T - T_1)}. \quad (6)$$

Удельный объем ν , м³/кг, – объем, занимаемый 1 кг вещества (материала):

$$\nu = \frac{1}{\rho}. \quad (7)$$

Плотность жидкой смеси (неассоциированного раствора жидкостей, эмульсий) $\rho_{\text{см}}$, кг/м³, состоящей из n компонентов, следующая:

$$\rho_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n \rho_i c_i, \quad (8)$$

или

$$\rho_{\text{см}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\bar{x}_i}{\rho_i}}, \quad (9)$$

где ρ_i – плотность i -того компонента, кг/м³; c_i – объемная доля i -того компонента, м³/м³ смеси; \bar{x}_i – массовая доля i -того компонента, кг/кг смеси.

Плотность идеального газа ρ_0 , кг/м³, при нормальных термодинамических условиях (температура $T_0 = 273,15$ К, давление $P_0 = 1,013 \cdot 10^5$ Па)

$$\rho_0 = \frac{M}{22,4}, \quad (10)$$

где M – молярная масса газа, кг/кмоль.

Формула (10) применима для расчета плотности газовой смеси при нормальных условиях. Вместо молярной массы индивидуального газа M в таком случае подставляют молярную массу смеси $M_{см}$, кг/кмоль,

$$M_{см} = \sum_{i=1}^n M_i y_i, \quad (11)$$

где y_i – молярная доля i -того компонента смеси, кмоль/кмоль смеси.

Плотность идеального газа (газовой смеси) при условиях, отличных от нормальных термодинамических

$$\rho = \frac{PM}{RT}, \quad (12)$$

или

$$\rho = \rho_0 \frac{P}{P_0} \frac{T_0}{T}, \quad (13)$$

где P – давление, Па; M – молярная масса газа (газовой смеси), кг/кмоль; $R = 8314$ Дж/(кмоль·К) – универсальная газовая постоянная; T – температура, К.

Плотность газовой смеси также можно рассчитать по формуле (8). При этом для идеального газа $c_i = y_i$.

Плотность суспензии $\rho_{сусп}$, кг/м³,

$$\rho_{сусп} = \rho_{ж} (1 - c_{тв}) + \rho_{тв} c_{тв}, \quad (14)$$

или

$$\rho_{сусп} = \frac{1}{\frac{1 - \bar{x}_{тв}}{\rho_{ж}} + \frac{\bar{x}_{тв}}{\rho_{тв}}}, \quad (15)$$

где $\rho_{ж}$ и $\rho_{тв}$ – плотности жидкости и твердого материала, составляющих суспензию, соответственно, кг/м³; $c_{тв}$ – объемная доля твердой фазы в суспензии, м³/м³ суспензии; $\bar{x}_{тв}$ – массовая доля твердой фазы в суспензии, кг/кг суспензии.

Плотность индивидуальных газов при нормальных условиях может быть определена по справочным таблицам и расчетным путем.

Плотность индивидуальных жидкостей при различных температурах определяется по справочным таблицам (графикам). Величина плотности жидкости также может быть рассчитана по известной плотности ее при определенной температуре (обычно 293 или 298 К) и β_t .

Плотность ассоциированных растворов жидкостей больше ее величины, рассчитанной по формулам (8) и (9), вследствие сжатия ввиду возникновения физико-химических связей между разнородными молекулами. Точные значения плотности таких растворов в зависимости от их состава и температуры определяются по справочным данным. Для приближенных расчетов при отсутствии справочных данных можно применять зависимости (8) и (9).

Использование формул (10), (12), (13) дает в большинстве случаев достаточную для инженерных расчетов точность при диапазонах давлений от 0,001 до 10 МПа и температур от 100 до 1500 К.

1.3. Вязкость

Вязкость – свойство сплошной среды (жидкости, газа) оказывать сопротивление перемещению, обусловленное внутренними молекулярными взаимодействиями в движущейся среде. Это сопротивление проявляется в возникновении касательных напряжений τ , Н/м², на поверхностях слоев жидкости. Для ньютоновских жидкостей

$$\tau = -\mu \frac{dw}{dn}, \quad (16)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости (динамическая вязкость), Па·с; $\frac{dw}{dn}$ – градиент скорости, с⁻¹.

В инженерной практике величину μ определяют по справочным таблицам и графикам. Для газа, если известно его динамическая вязкость μ_0 , Па·с, при нормальной термодинамической температуре $T_0 = 273,15$ К вязкость μ , Па·с, при температуре T с достаточной точностью определяют по формуле

$$\mu = \mu_0 \frac{T_0 + C}{T + C} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1,5}, \quad (17)$$

где C – постоянная Сатерленда для данного газа, К.

Для смеси газов динамическую вязкость $\mu_{см}$, Па·с, можно рассчитать по зависимости

$$\mu_{см} = \frac{M_{см}}{\sum_{i=1}^n \frac{y_i M_i}{\mu_i}}, \quad (18)$$

где $M_{см}$ – молярная масса газовой смеси, кг/кмоль; n – число компонентов смеси; y_i – молярная доля i -того компонента смеси, кмоль/кмоль смеси; M_i – молярная масса i -того компонента смеси, кг/кмоль; μ_i – динамическая вязкость i -того компонента смеси, Па·с.

Динамическая вязкость газов (газовых смесей) мало зависит от величины давления и в пределах давлений от 0,001 до 3 МПа может быть принята постоянной при проведении инженерных расчетов.

Для жидкостей четких, обобщающих, достаточно точных зависимостей для расчета вязкости с учетом изменения ее температуры не существует. Для жидких растворов, образованных из неассоциированных жидкостей, вязкость μ_p , Па·с, может быть приближенно рассчитана по формуле

$$\mu_p = 10^{\sum (x_i \lg \mu_i)}, \quad (19)$$

где n – число компонентов смеси; x_i – молярная доля i -того компонента в растворе, кмоль/кмоль раствора; μ_i – динамическая вязкость i -того компонента раствора, Па·с.

Для суспензий, содержание твердой фазы в которых не более 0,1 м³/м³, динамическую вязкость $\mu_{суп}$, Па·с, приближенно рассчитывают по зависимости

$$\mu_{суп} = \mu_{ж} (1 + 2,5c_v), \quad (20)$$

где $\mu_{\text{ж}}$ – динамическая вязкость жидкости – сплошной фазы суспензии, Па·с; c_v – объемная доля (концентрация) твердой фазы в суспензии, м³/м³ суспензии.

Величину $\mu_{\text{сусп}}$ при $0,1 \text{ м}^3/\text{м}^3 < c_v < 0,3 \text{ м}^3/\text{м}^3$ можно приближенно определить по формуле

$$\mu_{\text{сусп}} = 0,59\mu_{\text{ж}} (0,77 - c_v)^{-2}. \quad (21)$$

При использовании формул (18)–(21) в них подставляют значения μ_i ($\mu_{\text{ж}}$) при соответствующих температурах.

Коэффициент кинематической вязкости (кинематическая вязкость) – комплексная физическая константа жидкости или газа, определяющая их механическую инерционность. Коэффициент кинематической вязкости ν , м²/с, связан с коэффициентом динамической вязкости зависимостью

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (22)$$

где ρ – плотность жидкости (газа) при рабочих условиях (давление и температура), кг/м³.

1.4. Поверхностное натяжение

Поверхностное натяжение на границе раздела фаз σ , Дж/м², характеризуется величиной энергии, необходимой для образования 1 м² поверхности раздела на этой границе. Единица измерения σ может быть выражена в ньютонах на метр (Н/м). Для границ раздела жидкость – газ (пар) при инженерных расчетах величину σ можно принять, не зависящей от природы газа (пара). В справочных данных обычно значение σ приводят для жидкостей в зависимости от их температуры на границе их раздела с воздухом или собственным паром. Для эмульсий поверхностное натяжение на границе раздела двух жидкостей, их образующих σ_3 , Дж/м², приближенно рассчитывают по формуле

$$\sigma_3 = \sigma_1 - \sigma_2, \quad (23)$$

где σ_1 и σ_2 – поверхностные натяжения жидкостей, образующих эмульсию, на границе раздела с воздухом (собственными парами), Дж/м².

Дополнительную информацию о значениях плотности, вязкости, поверхностного натяжения жидкостей (газов), методах их определения и расчета можно получить из пособий [1–5], справочников [6–11], монографий [12, 13] и других источников.

2. ГИДРОСТАТИКА

2.1. Основные определения

Гидростатика – раздел гидравлики, рассматривающий жидкость в состоянии покоя.

Свободная поверхность – поверхность раздела между жидкостью и газовой фазой (в отдельных случаях – другой несмешивающейся жидкостью).

Внешнее статическое давление – давление на свободную поверхность жидкости.

Избыточное гидростатическое давление – давление, создаваемое столбом жидкости.

В литературе внешнее статическое давление часто именуют статическим давлением, а избыточное гидростатическое давление – гидростатическим. При дальнейшем изложении материала в пособии будут использоваться указанные термины. Полное гидростатическое давление P , Па,

$$P = P_c + P_{гс}, \quad (24)$$

где P_c и $P_{гс}$ – статическое и гидростатическое давления соответственно, Па.

$$P_{гс} = \rho gh, \quad (25)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; h – глубина погружения точки, для которой определяется $P_{гс}$ относительно свободной поверхности (высота уровня жидкости над точкой), м.

Статическое давление действует во всех направлениях одинаково.

Напор характеризует высоту столба конкретной жидкости (имеющей определенную плотность), создающего данную величину давления. Таким образом:

– статический (пьезометрический) напор h_c , м,

$$h_c = \frac{P_c}{\rho g}; \quad (26)$$

– гидростатический (геометрический, высотный напор, нивелирная высота) $h_{гс} = h$ из формулы (25);

– полный гидростатический напор $h_{п}$, м,

$$h_{п} = \frac{P_c}{\rho g} + h. \quad (27)$$

2.2. Основное уравнение гидростатики

Основное уравнение гидростатики для состояния абсолютного покоя жидкости:

$$P_c + \rho gh = \text{const}, \quad (28)$$

или

$$\frac{P_c}{\rho g} + h = \text{const}. \quad (29)$$

Для двух точек, расположенных в однородной жидкости, при условии, что глубины погружения этих точек относительно расположенных над ними свободных поверхностей различны, уравнение (28) имеет вид

$$P_{c1} + \rho gh_1 = P_{c2} + \rho gh_2, \quad (30)$$

где P_{c1} и P_{c2} – статические давления на свободных поверхностях, расположенных над точками 1 и 2, соответственно, Па; h_1 и h_2 – уровни жидкости, исчисляемые от точек 1 и 2 до соответствующих свободных поверхностей, м.

2.3. Практическое применение уравнения гидростатики

Полное гидростатическое давление, действующее со стороны жидкости на любую точку стенки или днища сосуда (емкости аппарата), определяется при применении уравнений (24) и (25). При этом сила давления на плоское горизонтальное днище F_d , Н, равна

$$F_d = PS_d, \quad (31)$$

где S_d – площадь днища, м².

Для вертикальных стенок сосудов и их элементов, например люков, сила давления, действующая со стороны жидкости F_b , Н, вычисляется по формуле

$$F_b = (P_c + \rho gh_{ц})S_b, \quad (32)$$

где $h_{ц}$ – высота уровня жидкости над центром масс погруженной в нее части стенки (люка), м; S_b – площадь поверхности части стенки (люка), погруженной в жидкость, м².

Уравнение гидростатики в форме закона сообщающихся сосудов (30) применяется при расчетах гидравлических затворов, измерителей уровня жидкостей, определении усилий, развиваемых гидравлическими прессами, гидроцилиндрами различных механизмов и машин, тормозных систем, а также при измерении перепада давлений ΔP , Па, жидкостными дифференциальными манометрами. Если шкала жидкостного манометра градуирована в единицах длины, то его показания пересчитываются в единицы давления по формуле

$$\Delta P = (\rho_m - \rho) g \Delta h, \quad (33)$$

где ρ_m – плотность жидкости в манометре (манометрической), кг/м³; ρ – плотность жидкости, в среде которой проводится измерение ΔP , кг/м³; Δh – разность уровней жидкости в коленях (для двухтрубного) или трубке и чаше (для чашечного) манометра, м.

При измерении ΔP в газовых средах, как правило, $\rho_m \gg \rho$. В таких случаях с достаточной точностью можно использовать упрощенную версию формулы (33):

$$\Delta P = \rho_m g \Delta h. \quad (34)$$

При измерении давления прямопоказывающими пьезометрами высота уровня жидкости в трубке пьезометра относительно точки его присоединения h_t , м, связана с полным гидростатическим давлением в точке измерения P , Па, зависимостью

$$P = P_c + \rho gh_t, \quad (35)$$

где P_c – статическое давление над поверхностью жидкости в пьезометре, Па.

3. ГИДРОДИНАМИКА ОДНОФАЗНЫХ ПОТОКОВ

3.1. Основные определения и параметры

Поток жидкости представляет совокупность ее движущихся макрочастиц. Сечение потока (поперечное сечение) S , м^2 , – площадь его сечения, перпендикулярного направлению движения потока жидкости.

Объемный расход жидкости V , $\text{м}^3/\text{с}$,

$$V = \frac{v}{\tau}, \quad (36)$$

где v – объем жидкости, прошедший через поперечное сечение потока, м^3 ; τ – время, за которое через поперечное сечение прошло v жидкости, с.

Массовый расход жидкости G , $\text{кг}/\text{с}$,

$$G = \frac{m}{\tau}, \quad (37)$$

где m – масса жидкости, прошедший через поперечное сечение потока, кг ; τ – время, за которое через поперечное сечение прошло m жидкости, с.

Из (4), (36), (37) следует, что

$$G = V\rho. \quad (38)$$

Для упрощения описания некоторых явлений в гидродинамике используется понятие идеальной (гипотетической) жидкости – жидкости несжимаемой, не обладающей вязкостью и объемным температурным расширением ($\rho = \text{const}$, $\mu = 0$, $\beta_t = 0$).

Локальная скорость – скорость элементарной струйки (частицы) жидкости в данной точке сечения потока. Среднерасходная (средняя) скорость – среднеинтегральное значение скорости жидкости для всего сечения потока. В тексте пособия, если не указано определение скорости (локальная, среднерасходная), подразумевается, что это среднерасходная скорость w_{cp} , $\text{м}/\text{с}$,

$$w_{\text{cp}} = \frac{V}{S}, \quad (39)$$

или

$$w_{\text{cp}} = \frac{G}{\rho S}. \quad (40)$$

Массовая скорость W , $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, определяется как массовый расход жидкости через единицу поперечного сечения потока:

$$W = \frac{G}{S}, \quad (41)$$

или

$$W = w_{\text{cp}}\rho. \quad (42)$$

Для стационарного (установившегося) потока в каждой точке параметры, влияющие на характер движения и его определяющие (средняя и локальные скорости, плотность, вязкость жидкости), остаются неизменными во времени. В дальнейшем материале пособия дано описание явлений и процессов только для стационарных потоков.

3.2. Практическое применение уравнения неразрывности

Сплошным (неразрывным) потоком является поток, при движении которого размеры области течения велики по сравнению с длиной свободного пробега молекул (амплитудой их колебаний), и в потоке нет пустот, разрывов, инородных включений. Для стационарного сплошного потока справедливо уравнение постоянства массового расхода:

$$G = \rho w_{\text{cp}} S = \text{const.} \quad (43)$$

Для несжимаемой (капельной) жидкости ($\rho = \text{const}$) уравнение (43) приводится к виду уравнения постоянства объемного расхода:

$$V = w_{\text{cp}} S = \text{const.} \quad (44)$$

При течении упругой жидкости (газа, пара) в трубопроводе (канале) постоянного поперечного сечения ($S = \text{const}$) из уравнения (43) получается уравнение постоянства массовой скорости:

$$W = \rho w_{\text{cp}} = \text{const.} \quad (45)$$

Уравнения (43)–(45) позволяют при известных параметрах движения потока в одном сечении получать параметры его движения в другом сечении, например:

$$\rho_1 w_{\text{cp1}} S_1 = \rho_2 w_{\text{cp2}} S_2, \quad (46)$$

где ρ_1 и ρ_2 – плотность жидкости в первом и втором сечении соответственно, кг/м³; w_{cp1} и w_{cp2} – средние скорости движения жидкости в первом и втором сечениях соответственно, м/с; S_1 и S_2 – площади первого и второго поперечного сечений потока соответственно, м².

3.3. Режимы движения потоков в трубах. Распределение скоростей в потоках

Ламинарный режим движения потоков в прямых трубах (каналах) наблюдается при числах $Re < 2300$. Слои жидкости при этом движутся, не перемешиваясь:

$$Re = \frac{w_{\text{cp}} d_{\text{э}} \rho}{\mu}, \quad (47)$$

где $d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр трубы, м.

$$d_{\text{э}} = \frac{4S}{\Pi}, \quad (48)$$

где S – площадь поперечного сечения трубы, м²; Π – смоченный периметр, м.

Для круглых труб $d_{\text{э}} = d_{\text{вн}}$, где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы.

Турбулентный (вихревой) режим потоков в прямых трубах имеет устойчивый характер при $Re > 10\,000$. В диапазоне $2300 \leq Re \leq 10\,000$ движение потока неустойчивое и называется переходным режимом (областью).

Профиль распределения локальных скоростей по сечению ламинарного потока в круглой трубе описывается уравнением закона Стокса:

$$w_r = w_{\max} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right], \quad (49)$$

где w_r – значение локальной скорости на удалении r , м, от геометрической оси трубы, м/с; w_{\max} – максимальная локальная скорость жидкости в сечении потока (скорость на оси трубы), м/с; R – внутренний радиус трубы, м.

Объемный расход жидкости в прямой горизонтальной трубе круглого сечения при ламинарном режиме может быть определен из уравнения Пуазейля:

$$V = \frac{\pi(P_1 - P_2)d_{\text{вн}}^4}{128\mu l}, \quad (50)$$

где P_1 и P_2 – статические давления в предыдущем и последующем по ходу движения жидкости сечениях, Па; l – расстояние между сечениями, м.

Из уравнений (49) и (50) следует, что для ламинарного потока в круглой трубе $w_{\text{cp}} = 0,5w_{\max}$. Отношение $\frac{w_{\text{cp}}}{w_{\max}} > 0,5$ при $\text{Re} > 2300$. В таких случаях значение $\frac{w_{\text{cp}}}{w_{\max}}$ рекомендуется определять по графику (см. приложение).

3.4. Уравнение Бернулли и его практическое применение

3.4.1. Уравнение Бернулли для установившегося потока идеальной жидкости в записи для его сечений 1 и 2, расположенных последовательно по ходу движения:

$$P_1 + \rho g z_1 + \frac{\rho w_1^2}{2} = P_2 + \rho g z_2 + \frac{\rho w_2^2}{2}, \quad (51)$$

где P_1 и P_2 – статические давления в сечениях 1 и 2 соответственно, Па; $\rho g z_1$ и $\rho g z_2$ – гидростатические давления в сечениях 1 и 2 соответственно, Па; $\frac{\rho w_1^2}{2}$ и $\frac{\rho w_2^2}{2}$ – динамические давления в сечениях 1 и 2 соответственно, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; z_1 и z_2 – геометрические высоты расположения сечений 1 и 2 над горизонтальной поверхностью сравнения, м; w_1 и w_2 – средние скорости потока в сечениях 1 и 2 соответственно, м/с.

Сумму $P + \rho g z + \frac{\rho w^2}{2}$ называют полным гидродинамическим давлением $P_{\text{гд}}$, а сумму $P + \rho g z$ – полным статическим давлением $P_{\text{ст}}$.

Динамический (скоростной) напор $h_{\text{ск}}$, м, связан с динамическим давлением $P_{\text{дин}} = \frac{\rho w^2}{2}$, Па, зависимостью

$$h_{\text{ск}} = \frac{P_{\text{дин}}}{\rho g} = \frac{w^2}{2g}. \quad (52)$$

3.4.2. Трубка Пито (Пито – Прандтля). При помощи данной трубки измеряется динамическое давление в определенной точке сечения потока как разность полного гидродинамического давления $P_{\text{гд}}$, Па, и полного статического давления $P_{\text{ст}}$, Па, в этой точке:

$$P_{\text{дин}} = P_{\text{гд}} - P_{\text{п}}. \quad (53)$$

При использовании зависимости (52) рассчитывают локальную скорость в указанной точке сечения. Используя данные о режиме движения жидкости и локальную скорость на оси трубопровода, несложно рассчитать среднюю скорость и объемный расход (см. предыдущий пункт раздела).

3.4.3. Измерение расхода жидкости в трубопроводах дроссельными (сужающими) устройствами (измерительная диафрагма, измерительная труба Вентури, измерительные сопла). При этом определяется разность статических давлений ΔP , Па, в сечении трубы до сужения и в сечении сужения (для диафрагмы – после сужения). Объемный расход жидкости V , м³/с, связан с ΔP зависимостью

$$V = \alpha \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho(1-m^2)}}, \quad (54)$$

где α – коэффициент расхода; d_0 – диаметр узкого сечения трубы, сопла (для диафрагмы – ее отверстия), м; ρ – плотность жидкости в трубопроводе, кг/м³; $m = \frac{d_0^2}{D^2}$ – отношение площади узкого сечения дроссельного устройства к площади сечения трубы; D – диаметр трубы, м.

Для сужающих устройств, в т. ч. и диафрагмы, $\alpha = f(m, \text{Re})$ и определяется по справочным таблицам. В данном случае

$$\text{Re} = \frac{wD\rho}{\mu}, \quad (55)$$

где w – средняя скорость жидкости в трубе, м/с.

3.4.4. При истечении жидкости через малые отверстия (насадки) из сосудов, емкостей, аппаратов объемный расход жидкости через отверстие V , м³/с, при постоянном уровне жидкости H , м, над отверстием определяется

$$V = \varphi S_0 \sqrt{2g \left(H + \frac{P_1 - P_2}{\rho g} \right)}, \quad (56)$$

где φ – коэффициент расхода отверстия (насадка); S_0 – площадь поперечного сечения отверстия (насадка), м²; P_1 и P_2 – статические давления над поверхностью жидкости в сосуде и в месте истечения, соответственно, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Время истечения жидкости из сосуда постоянного по высоте поперечного сечения S , м², через отверстие (насадок) τ , с, при условии уменьшения уровня в нем от H_1 , м, до H_2 , м:

$$\tau = \frac{2S \left(\sqrt{H_1 + \frac{P_1 - P_2}{\rho g}} - \sqrt{H_2 + \frac{P_1 - P_2}{\rho g}} \right)}{\varphi S_0 \sqrt{2g}}. \quad (57)$$

При условии $P_1 = P_2$ зависимости (56) и (57) принимают вид

$$V = \varphi S_0 \sqrt{2gH}; \quad (58)$$

$$\tau = \frac{2S(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\varphi S_0 \sqrt{2g}}. \quad (59)$$

Время полного опорожнения сосуда $\tau_{\text{п}}$, с, из (57) при $H_2 = 0$:

$$\tau_{\text{п}} = \frac{2S \left(\sqrt{H_1 + \frac{P_1 - P_2}{\rho g}} - \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\rho g}} \right)}{\varphi S_0 \sqrt{2g}}; \quad (60)$$

из (59) при $P_1 = P_2$:

$$\tau_{\text{п}} = \frac{2S \sqrt{H_1}}{\varphi S_0 \sqrt{2g}}. \quad (61)$$

Значение φ является справочной величиной и в наибольшей мере зависит от формы и исполнения отверстия (насадка).

3.4.5. Уравнение Бернулли для стационарного потока реальной жидкости

$$P_1 + \rho g z_1 + \frac{\rho w_1^2}{2} = P_2 + \rho g z_2 + \frac{\rho w_2^2}{2} + \Delta P, \quad (62)$$

где ΔP – потери давления (необратимые потери) на участке потока от сечения 1 (предшествующего по ходу движения) до сечения 2 (последующего по ходу движения), обусловленные преодолением сил трения и местных сопротивлений, Па.

Обозначения в уравнении (62) соответствуют обозначениям в уравнении (51). Из уравнения (62) могут быть определены: распределение статического и динамического давления в различных сечениях потока, а при установлении зависимости ΔP от скорости потока и характеристик трубопровода (см. последующий пункт настоящего раздела) – расход жидкости при движении ее самотеком (или величины P_1, z_1 (P_2, z_2), при которых будет обеспечен заданный расход). В случае принудительного движения жидкости по трубопроводу при заданном ее расходе из уравнения (62) определяют полное гидравлическое сопротивление $\Delta P_{\text{труб}}$, Па,

$$\Delta P_{\text{труб}} = P_{\text{гд2}} - P_{\text{гд1}} + \Delta P; \quad (63)$$

$$\Delta P_{\text{труб}} = (P_2 - P_1) + \rho g (z_2 - z_1) + \frac{\rho}{2} (w_2^2 - w_1^2) + \Delta P, \quad (64)$$

где $P_{\text{гд2}}$ и $P_{\text{гд1}}$ – полные гидродинамические давления в сечениях 2 (конечном) и 1 (исходном) трубопровода соответственно, Па.

По величине $\Delta P_{\text{труб}}$, Па, и объемному расходу жидкости V , м³/с, рассчитывают полезную мощность $N_{\text{пол}}$, Вт, на перемещение жидкости:

$$N_{\text{пол}} = \Delta P_{\text{труб}} V. \quad (65)$$

4. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ

4.1. Потери давления на трение

Потери давления на трение в трубопроводе постоянного сечения $\Delta P_{\text{тр}}$, Па, рассчитывают по уравнению Дарси:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (66)$$

где $\xi_{\text{тр}}$ – коэффициент сопротивления трения; ρ – плотность жидкости в трубопроводе, кг/м³; w – средняя скорость жидкости, м/с.

$$\xi_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d}, \quad (67)$$

где λ – коэффициент трения; l – длина трубопровода, м; d – эквивалентный диаметр трубопровода, м.

Уравнение (66) с учетом зависимости (67) преобразуется в уравнение Дарси – Вейсбаха для трубопровода постоянного сечения:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}. \quad (68)$$

4.1.1. Коэффициент λ для ламинарного режима течения вычисляется по формуле

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}}, \quad (69)$$

где A – коэффициент, величина которого зависит от формы поперечного сечения трубопровода.

Число Рейнольдса Re определяется по формуле (47). Для труб круглого поперечного сечения $A = 64$, для квадратного – $A = 96$. Для других форм поперечного сечения значение A определяют по справочной литературе.

4.1.2. Для переходной области ($4000 < \text{Re} < 10\,000$), а также для круглых гладких (с незначительной шероховатостью поверхности) труб при $\text{Re} < 1 \cdot 10^5$ величину λ рекомендуется рассчитывать по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (70)$$

Для диапазона $2300 < \text{Re} \leq 4000$ надежные расчетные зависимости для определения λ отсутствуют.

4.1.3. При турбулентном движении жидкости ($\text{Re} > 10\,000$) в шероховатых трубопроводах для расчета λ можно использовать формулу Кольбрука – Уайта, которая в трансформированном виде записывается

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{\varepsilon}{3,7} + \left(\frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2}, \quad (71)$$

где ε – относительная шероховатость поверхности стенок трубопровода.

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{d}, \quad (72)$$

где Δ – абсолютная шероховатость (средняя высота неровностей) поверхности стенок трубопровода, м.

Приближенное значение величины Δ может быть определено по справочным данным в зависимости от материала труб, метода их изготовления, степени изношенности.

4.1.4. При больших значениях числа Re (как правило $Re > 2 \cdot 10^5$) в шероховатых трубах возникает автомодельное движение потока жидкости, при котором λ зависит только от ε . Одна из расчетных зависимостей для указанного случая:

$$\lambda = 0,25 \left(\lg \frac{\varepsilon}{3,7} \right)^{-2}. \quad (73)$$

4.1.5. Для гладких труб при $Re > 1 \cdot 10^5$ из формулы (71)

$$\lambda = (1,8 \lg Re - 1,5)^{-2}. \quad (74)$$

Значения $\lambda = f(Re, \varepsilon)$ при $Re > 2300$ могут быть определены из справочных графиков, в т. ч. из графика в приложении настоящего пособия.

4.2. Потери давления на местных сопротивлениях

Местное сопротивление – участок трубопровода, на котором поток изменяет свою скорость (вектор скорости) вследствие изменения сечения или направления движения (изменения сечения и направления одновременно). Потери давления на местном сопротивлении ΔP_{mc} , Па, рассчитывают по формуле Дарси:

$$\Delta P_{mc} = \xi_{mc} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (75)$$

где ξ_{mc} – коэффициент местного сопротивления.

Значение ξ_{mc} зависит от рода местного сопротивления (сужение, расширение, поворот, вентиль, кран, решетка, диафрагма и т. д.), его характерных размеров и соотношений этих размеров, а также числа Re . При $Re > 10\,000$ в большинстве случаев ξ_{mc} от Re зависит незначительно. Величины ξ_{mc} определяют по справочной литературе. При использовании справочных данных для местных сопротивлений, на которых изменяется сечение потока, следует обращать внимание, к какому сечению, меньшему или большему, отнесено значение ξ_{mc} . Если указание отсутствует, ξ_{mc} дано для меньшего сечения трубопровода.

4.3. Общие потери давления на трение и местных сопротивлениях

Общие (суммарные) потери давления в трубопроводе постоянного сечения на трение и местных сопротивлениях ΔP , Па, рассчитывают по формуле

$$\Delta P = \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^n \xi_i \right) \frac{\rho w^2}{2}, \quad (76)$$

где $\sum_{i=1}^n \xi_i$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на трубопроводе; n – число местных сопротивлений.

Эквивалентная длина трубопровода $l_{\text{эКВ}}$, м, определяется по зависимости

$$l_{\text{эКВ}} = \frac{1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^n \xi_i}{\frac{\lambda}{d}}. \quad (77)$$

При учете местного сопротивления выхода из трубы в суммирующем параметре $\sum_{i=1}^n \xi_i$ в правой части уравнения (76) выражение в скобках принимает следующий вид: $\lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^n \xi_i$.

4.4. Гидравлическое сопротивление аппаратов

Гидравлическое сопротивление аппаратов, которые зачастую являются составной частью трубопроводов, обычно определяют по специальным методикам. Данные методики изложены, как правило, в специальной литературе, справочниках. При этом аппарат обычно рассматривается как трубопровод, состоящий из прямых участков и местных сопротивлений. В результате экспериментальных исследований для расчета сопротивления аппаратов ΔP_a , Па, также получают упрощенные зависимости вида

$$\Delta P_a = \xi_a \frac{\rho w_a^2}{2}, \quad (78)$$

где ξ_a – обобщенный коэффициент сопротивления аппарата; w_a – расчетная средняя скорость жидкости в аппарате, м/с.

4.5. Общее гидравлическое сопротивление трубопровода

С учетом изложенного в пунктах 4.1–4.4 для линейного трубопровода уравнение (76) приобретает вид

$$\Delta P_{\text{труб}} = \Delta P_{\text{доп}} + \Delta P_{\text{под}} + \frac{\rho w^2}{2} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^n \xi_i \right) + \sum_{j=1}^k \Delta P_{aj}, \quad (79)$$

где $\Delta P_{\text{доп}} = P_2 - P_1$ – потери давления, обусловленные преодолением разности статических давлений (дополнительные потери давления), Па; $\Delta P_{\text{под}} = \rho g (z_2 - z_1)$ – потери давления на подъем жидкости, Па; ΔP_{aj} – потери давления в j -том аппарате, установленном на трубопроводе, Па; k – число аппаратов.

Если трубопровод по длине меняет сечение либо параметры движения в нем меняются за счет изменения температуры (меняется плотность, вязкость), то величину $\frac{\rho w^2}{2} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^n \xi_i \right)$ рассчитывают для каждого участка трубопровода с постоянными параметрами течения. Затем в выражение (79) подставляют сумму этих величин. Уравнение (79) может быть использовано не только для потоков собственно жидкостей, но и газов, при условии, что величины P_1 и P_2 отличаются незначительно.

5. ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

5.1. Основные определения

Производительность насоса V_n , м³/с, – объемный расход жидкости через его нагнетательный патрубок.

Напор насоса H_n , м, – высота, на которую может быть поднята жидкость за счет энергии, сообщенной ей насосом.

Полное давление, развиваемое насосом P_n , Па, – разность полных давлений жидкости в нагнетательном $P_{наг}$, Па, и всасывающем $P_{вс}$, Па, патрубках насоса:

$$P_n = \rho g H_n, \quad (80)$$

где ρ – плотность перекачиваемой насосом жидкости, кг/м³.

Полезная мощность насоса $N_{пол}$, Вт,

$$N_{пол} = V_n \rho g H_n. \quad (81)$$

Объемный КПД насоса η_V

$$\eta_V = \frac{V_n}{V_T}, \quad (82)$$

где V_T – теоретическая объемная производительность насоса, м³/с.

Гидравлический КПД насоса η_r

$$\eta_r = \frac{H_n}{H_T}, \quad (83)$$

где H_T – теоретический напор насоса, м.

КПД насоса (общий) η_n

$$\eta_n = \eta_V \eta_r \eta_{мех}, \quad (84)$$

или

$$\eta_n = \frac{N_{пол}}{N_n}, \quad (85)$$

где $\eta_{мех}$ – механический КПД насоса; N_n – мощность, потребляемая насосом, Вт.

Мощность, потребляемая приводом (двигателем) насосной установки $N_{ну}$, Вт,

$$N_{ну} = \frac{N_n}{\eta_{дв} \eta_{пер}}, \quad (86)$$

где $\eta_{дв}$ и $\eta_{пер}$ – КПД двигателя и передачи, соединяющей валы двигателя и насоса, соответственно.

Установленная мощность (расчетная) двигателя насосной установки $N_{уст}$, Вт,

$$N_{\text{уст}} = \beta N_{\text{н\ddot{u}}}, \quad (87)$$

где β – коэффициент запаса.

Величина β принимается в пределах от 1,2 до 2,0. Значение $N_{\text{н\ddot{u}}}$ в формуле (4.87) подставляют для условий его работы в номинальном режиме.

5.2. Напор насоса

Напор насоса определяется:

– расчетным путем по формуле

$$H_{\text{н}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + H_{\text{г}} + \Delta h_{\text{вс}} + \Delta h_{\text{наг}}; \quad (88)$$

– экспериментальным путем по формуле

$$H_{\text{н}} = \frac{P_{\text{м}} + P_{\text{в}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{наг}}^2 - w_{\text{вс}}^2}{2g} + \Delta h, \quad (89)$$

где P_2 и P_1 – статические давления над свободными поверхностями жидкости в приемной (жидкость в нее подается) и расходной (жидкость из нее выкачивается) емкостях (см. рис. 1), Па; $H_{\text{г}}$ – геометрическая высота подъема жидкости, м; $\Delta h_{\text{вс}}$ и $\Delta h_{\text{наг}}$ – потери напора на трение и на местных сопротивлениях во всасывающем и нагнетательном трубопроводах соответственно, м; $P_{\text{м}}$ и $P_{\text{в}}$ – показания манометра (избыточное давление) и вакуумметра (разрежение) соответственно, Па; $w_{\text{наг}}$ и $w_{\text{вс}}$ – средняя скорость жидкости в нагнетательном и всасывающем патрубках насоса соответственно, м/с; Δh – разности высот присоединения манометра и вакуумметра к нагнетательному и всасывающему трубопроводам соответственно, м.

$$H_{\text{г}} = H_{\text{вс}} + \Delta h_{\text{и}} + H_{\text{наг}}, \quad (90)$$

где $H_{\text{вс}}$ и $H_{\text{наг}}$ – высоты всасывания и нагнетания насоса, м; $\Delta h_{\text{и}}$ – разность высот размещения сечений выхода жидкости из нагнетательного патрубка и входа ее во всасывающий патрубок насоса, м.

Высота всасывания насоса – высота подъема жидкости по всасывающему трубопроводу, т. е. высота от свободной поверхности ее в расходной емкости до входного сечения всасывающего патрубка.

Высота нагнетания насоса – высота подъема жидкости по нагнетательному трубопроводу, т. е. высота от выходного сечения нагнетательного патрубка до свободного уровня в приемной емкости:

$$\Delta h_{\text{вс}} = \frac{\Delta P_{\text{вс}}}{\rho g}, \quad (91)$$

где $\Delta P_{\text{вс}}$ – потери давления на трение и на местных сопротивлениях во всасывающем трубопроводе, Па.

$$\Delta h_{\text{наг}} = \frac{\Delta P_{\text{наг}}}{\rho g}, \quad (92)$$

где $\Delta P_{\text{наг}}$ – потери давления на трение и на местных сопротивлениях в нагнетательном трубопроводе, Па.

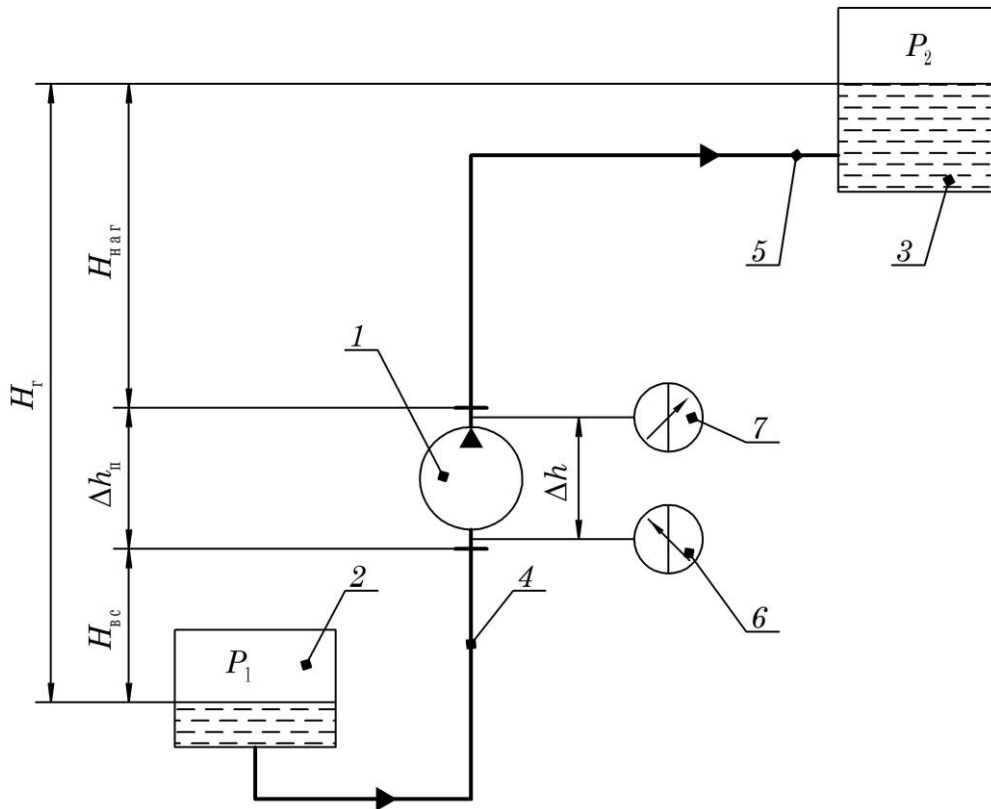


Рис. 1. Схема перекачивания жидкости насосом:

1 – насос; 2 – расходная емкость; 3 – приемная емкость; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – нагнетательный трубопровод; 6 – вакуумметр; 7 – манометр

Величины $\Delta P_{\text{вс}}$, $\Delta P_{\text{наг}}$ рассчитывают в зависимости от V_n , геометрических параметров трубопровода (диаметр, длина, конфигурация, шероховатость и др.), наличия и рода местных сопротивлений на нем (см. расчет ΔP по формуле (76) в пункте 4.3 настоящего пособия).

5.3. Допустимая высота всасывания

Допустимая высота всасывания насоса $H_{\text{вс.д}}$, м, – максимально возможная высота всасывания, при которой обеспечивается устойчивая работа насоса (не создаются условия для возникновения кавитации в насосе, для обрыва струи во всасывающем трубопроводе и т. д.):

$$H_{\text{вс.д}} = \frac{P_1 - P_S}{\rho g} - \Delta h_{\text{вс}} - h_{\text{к}}, \quad (93)$$

где P_S – давление насыщенного пара жидкости, Па; $h_{\text{к}}$ – кавитационная составляющая, м.

Величина P_S определяется в зависимости от природы жидкости и ее температуры. Для лопастных насосов $h_{\text{к}}$ зависит от быстроходности насоса. Для насосов с возвратно-поступательным движением рабочего органа, например

поршневых, в формулу (93) вместо h_k подставляют h_n – пульсационную составляющую.

5.4. Законы пропорциональности центробежных машин

Законы пропорциональности центробежных машин (центробежных насосов, радиальных вентиляторов) справедливы при изменении частоты вращения рабочего колеса n , c^{-1} , не превышающей 20% от первоначальной:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad (94)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad (95)$$

$$\frac{N_{\text{пол1}}}{N_{\text{пол2}}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3, \quad (96)$$

где V_1 и V_2 – производительность центробежной машины при частотах вращения рабочего колеса ее n_1 и n_2 соответственно, m^3/c ; H_1 и H_2 – напоры центробежной машины при n_1 и n_2 соответственно, м; $N_{\text{пол1}}$ и $N_{\text{пол2}}$ – полезные мощности центробежной машины при n_1 и n_2 соответственно, Вт.

Приближенные значения производительности, напора и полезной мощности центробежной машины (с погрешностью не более 20%) можно получить, применив зависимости (94)–(96), если осуществляется изменение частоты вращения рабочего колеса не более чем в два раза.

5.5. Поршневые насосы

5.5.1. Производительность поршневого насоса простого действия V_n , m^3/c ,

$$V_n = S_n L_n n \eta_V, \quad (97)$$

где S_n – площадь поперечного сечения поршня (цилиндра) насоса, m^2 ; L_n – длина хода поршня, м; n – число двойных ходов поршня в единицу времени, c^{-1} .

5.5.2. Для многокамерных поршневых насосов производительность, рассчитанную по формуле (4.97), следует умножить на число параллельно работающих цилиндров. Например, для дуплекс-насоса (двухкамерного) V_n умножают на 2.

5.5.3. Производительность поршневого насоса двойного действия V_d , m^3/c , рассчитывают по зависимости

$$V_d = (2S_n - S_{\text{ш}}) L_n n \eta_V, \quad (98)$$

где $S_{\text{ш}}$ – площадь поперечного сечения штока (ползуна) поршня насоса, m^2 .

5.6. Шестеренчатые насосы

Производительность шестеренчатого насоса $V_{ш}$, м³/с,

$$V_{ш} = 2S_3 B_3 z n \eta_V, \quad (99)$$

где S_3 – площадь поперечного сечения зуба шестерни, м²; B_3 – ширина зуба шестерни, м; z – число зубьев шестерни; n – частота вращения шестерен насоса, с⁻¹.

5.7. Работа насосов на сеть

5.7.1. Производительность, напор, КПД насоса при работе на заданную сеть (трубопровод) определяют путем нахождения рабочей точки. Рабочую точку насоса получают в результате построения на одном координатном поле графиков зависимостей $H_H = f(V_H)$ и $H_c = f(V_c)$. Обычно на этом же координатном поле строят дополнительно график зависимости $\eta_H = f(V_H)$ с целью определения КПД насоса η_H в рабочей точке. На графиках: H_H – напор насоса, м; V_H – производительность насоса, м³/с; H_c – потери напора в сети, м; V_c – расход жидкости в сети, м³/с. В специальной литературе графики зависимостей $H_H = f(V_H)$ и $H_c = f(V_c)$ называют расходно-напорными характеристиками насоса и сети.

Нахождение рабочей точки насоса показано на примере построения расходно-напорных характеристик сети и центробежного насоса на рис. 2.

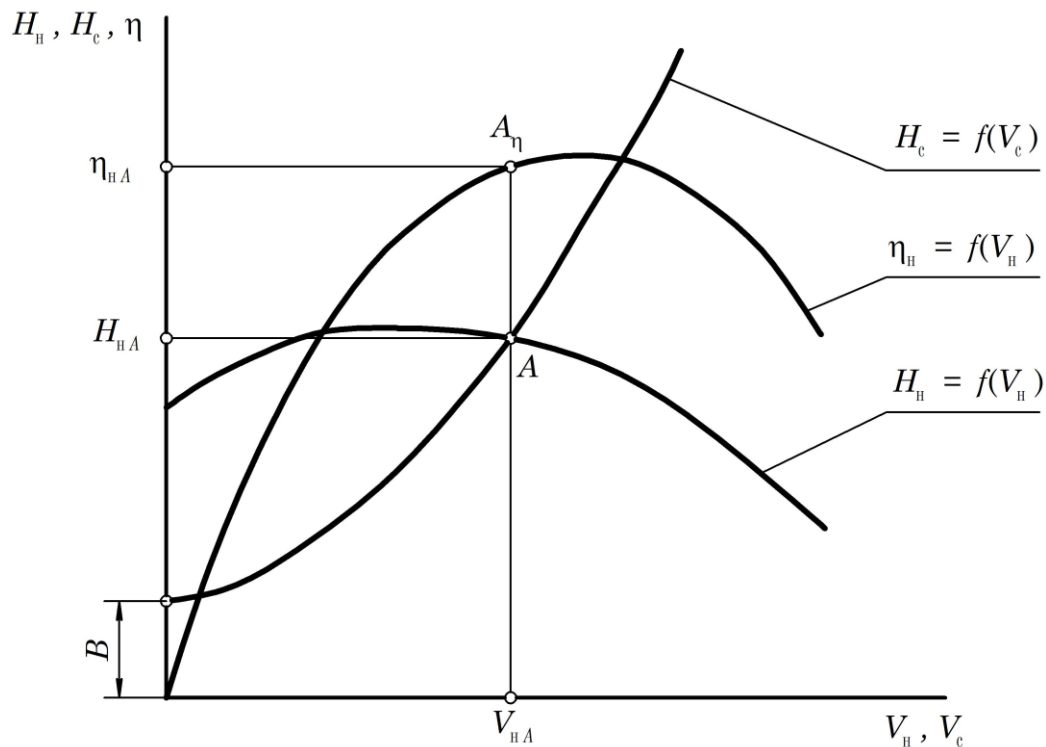


Рис. 2. К определению рабочей точки центробежного насоса

Как видно из рисунка, рабочая точка A – точка пересечения графиков $H_n = f(V_n)$ и $H_c = f(V_c)$. Ее координаты $V_{нА}$ и $H_{нА}$ характеризуют производительность и напор насоса при работе его на данную сеть. Вспомогательная точка A_η (точка пересечения кривой $\eta_n = f(V_n)$ с вертикалью $V_{нА}$) определяет $\eta_{нА}$ – КПД насоса при работе на данную сеть.

Графики $H_n = f(V_n)$ и $\eta_n = f(V_n)$ строят на основании данных, приведенных в паспортах насосов, справочной литературе. График $H_c = f(V_c)$ строят по расчетным точкам, полученным для различных значений V_c . При этом используется формула (88), в которую вместо H_n подставляют H_c . На практике расходно-напорная характеристика сети и ее уравнение могут быть получены также экспериментальным путем.

5.7.2. Приняв коэффициент трения во всасывающем и нагнетательном трубопроводах $\lambda_{вс}$ и $\lambda_{наг}$ соответственно постоянными, упрощенное уравнение расходно-напорной характеристики сети представляют в виде

$$H_c = B + CV_c^2, \quad (100)$$

где B – константа сети, характеризующая потери напора на преодоление статических давлений и подъем жидкости, м; C – константа сети, характеризующая ее конструкцию (длину, диаметр, наличие местных сопротивлений и т. д.), c^2/m^5 .

$$B = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + H_r. \quad (101)$$

$$C = \frac{8}{\pi^2 g} \left[\frac{1}{d_{вс}^4} \left(\lambda_{вс} \frac{l_{вс}}{d_{вс}} + \sum_{i=1}^n \xi_i \right) + \frac{1}{d_{наг}^4} \left(\lambda_{наг} \frac{l_{наг}}{d_{наг}} + \sum_{j=1}^m \xi_j \right) \right], \quad (102)$$

где $d_{вс}$ и $d_{наг}$ – внутренние диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов соответственно, м; $l_{вс}$ и $l_{наг}$ – длины всасывающего и нагнетательного трубопроводов соответственно, м; $\sum_{i=1}^n \xi_i$ и $\sum_{j=1}^m \xi_j$ – суммы коэффициентов местных сопротивлений для всасывающего и нагнетательного трубопроводов соответственно; n и m – количество местных сопротивлений на всасывающем и нагнетательном трубопроводе соответственно.

При использовании формулы (100) $\lambda_{вс}$ и $\lambda_{наг}$ следует рассчитывать, задавшись V_c , при котором наблюдается турбулентное течение жидкости как во всасывающем, так и в нагнетательном трубопроводах. Значение константы B может быть меньше нуля, равно нулю или, как показано на рис. 2, больше нуля. При построении графиков расходно-напорных характеристик насоса и сети для определения рабочей точки необходимо, чтобы масштабы величин V_c и V_n , а также H_c и H_n были одинаковыми.

5.7.3. Определение рабочей точки насосной установки, состоящей из нескольких параллельно соединенных и работающих на одну трубопроводную сеть насосов для обеспечения заданной производительности, показано на рис. 3. Расходно-напорную характеристику насосной установки $H_{\text{нy}} = f(V_{\text{нy}})$ получают графически, суммируя значения производительностей насосов (абсциссы по графику) при одинаковых значениях напоров этих насосов (ординат).

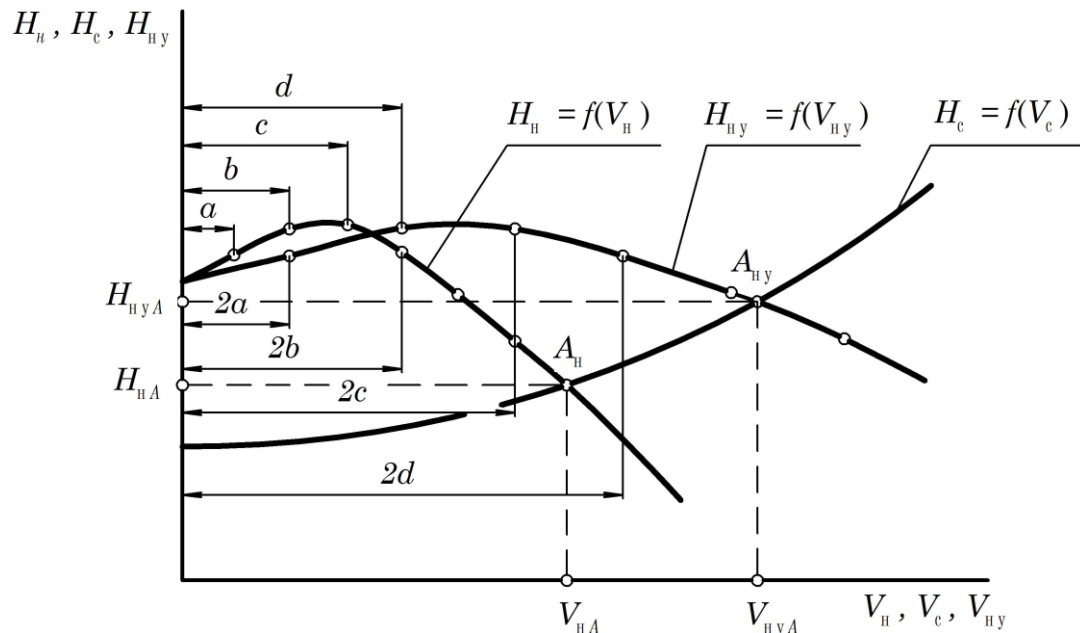


Рис. 3. Определение рабочей точки насосной установки, состоящей из двух параллельно соединенных центробежных насосов:

$A_{\text{н}}$ — рабочая точка насоса; $A_{\text{нy}}$ — рабочая точка насосной установки;

$V_{\text{нA}}$ и $V_{\text{нyA}}$ — производительности насоса и насосной установки при работе на данную сеть;

$H_{\text{нA}}$ и $H_{\text{нyA}}$ — напоры насоса и насосной установки при работе на данную сеть

Вместо последовательного соединения насосов в насосных установках для создания высоких напоров в современной практике преимущественно используют многоступенчатые насосы, поэтому определение рабочей точки последовательно соединенных насосов в настоящем пособии не рассматривается.

Большинство зависимостей и положений, приведенных в пунктах 5.1, 5.2, 5.4 и 5.7, могут быть применены для расчета и подбора вентиляторов. В приведенных зависимостях напоры, полные напоры, потери напора должны быть заменены на давления, полные давления, потери давления.

6. РАЗДЕЛЕНИЕ НЕОДНОРОДНЫХ СИСТЕМ ПОД ДЕЙСТВИЕМ СИЛ ТЯЖЕСТИ

6.1. Материальный баланс процесса разделения

6.1.1. Для непрерывного процесса разделения неоднородной (гетерогенной, многофазной) системы уравнения материального баланса выражают взаимосвязь между расходами исходного продукта (смеси) и продуктов разделения, а также между расходами компонента (фазы) в исходном продукте и продуктах разделения. Исходными продуктами могут быть суспензия, эмульсия и др. В зависимости от метода разделения и рода разделяемой смеси продуктами разделения являются осветленная жидкость (фильтрат, фугат), осадок (шлам) и т. д. При массовом расходе суспензии, поступающей на разделение $G_{\text{сусп}}$, кг/с, и массовой доле твердой фазы в ней $\bar{x}_{\text{сусп}}$, кг/кг, уравнения материального баланса процесса разделения имеют вид

$$G_{\text{сусп}} = G_{\text{ос}} + G_{\text{осв}}; \quad (103)$$

$$G_{\text{сусп}} \bar{x}_{\text{сусп}} = G_{\text{ос}} \bar{x}_{\text{ос}} + G_{\text{осв}} \bar{x}_{\text{осв}}, \quad (104)$$

где $G_{\text{ос}}$ и $G_{\text{осв}}$ – массовые расходы продуктов разделения (осадка и осветленной жидкости соответственно), кг/с; $\bar{x}_{\text{ос}}$ и $\bar{x}_{\text{осв}}$ – массовые доли твердой фазы в осадке и в осветленной жидкости соответственно, кг/кг.

При расчетах периодических процессов разделения в формулы (103) и (104) вместо массовых расходов продуктов подставляются их количества (массы).

6.1.2. При использовании в расчетах наряду с массовыми расходами объемных расходов продуктов (фаз) для пересчета следует воспользоваться формулой (38), подставив в нее плотность соответствующего продукта (фазы). Плотность исходного продукта и продуктов разделения можно рассчитать, применив уравнения (8), (9), (14) и (15). При необходимости пересчета содержания фазы в продукте (двухкомпонентной смеси) из массовых долей \bar{x} , кг/кг, в объемные c , м³/м³, используют формулу

$$c = \frac{\rho_2 \bar{x}}{\bar{x}(\rho_2 - \rho_1) + \rho_1}, \quad (105)$$

где ρ_1 и ρ_2 – плотности фаз, кг/м³.

В формуле (105) ρ_1 – плотность фазы, массовая и объемная доли которой \bar{x} и c соответственно. Для обратного пересчета (c в \bar{x}) формула (105) принимает вид

$$\bar{x} = \frac{\rho_1 c}{c(\rho_1 - \rho_2) + \rho_2}. \quad (106)$$

6.1.3. Коэффициент очистки (степень разделения, степень очистки) аппарата для разделения неоднородной системы η

$$\eta = \frac{G_{\text{ул}}}{G_{\text{вх}}}, \quad (107)$$

где $G_{\text{ул}}$ и $G_{\text{вх}}$ – массовый расход выделенной из смеси (уловленной) взвешенной фазы и массовый расход взвешенной фазы на входе в аппарат соответственно, кг/с.

$$G_{\text{ул}} = G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}, \quad (108)$$

где $G_{\text{вых}}$ – массовый расход взвешенной фазы с очищенным продуктом (например, осветленной жидкости) на выходе из аппарата, кг/с.

6.2. Скорость осаждения

6.2.1. При свободном осаждении сферических частиц в жидкости (газе) скорость осаждения w , м/с, рассчитывают по уравнению

$$w = 2 \sqrt{\frac{gd(\rho_{\text{т}} - \rho)}{3\xi\rho}}, \quad (109)$$

где d – диаметр частиц, м; $\rho_{\text{т}}$ и ρ – плотности частиц и жидкости (газа) соответственно, кг/м³; ξ – коэффициент сопротивления частицы.

Ламинарный режим осаждения наблюдается при значении числа Рейнольдса $Re < 2$, турбулентный режим: переходная область – при $2 \leq Re \leq 500$, автомобильная – $Re > 500$. Число Рейнольдса для частиц определяется по формуле

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu}, \quad (110)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости (газа), в которой осаждается частица, Па·с.

Для несферических частиц d – эквивалентный диаметр, который вычисляется

$$d = \sqrt[3]{\frac{6V_{\text{ч}}}{\pi}}, \quad (111)$$

где $V_{\text{ч}}$ – объем частицы, м³.

При ламинарном режиме осаждения

$$\xi = \frac{24}{Re}, \quad (112)$$

поэтому

$$w = \frac{d^2 g (\rho_{\text{т}} - \rho)}{18\mu}. \quad (113)$$

В переходной области

$$\xi = \frac{18,5}{Re^{0,6}} \quad (114)$$

и соответственно

$$w = \frac{0,78d^{1,14} (\rho_{\text{т}} - \rho)^{0,715}}{\rho^{0,285} \mu^{0,43}}. \quad (115)$$

Для автомобильной области $\xi = 0,44$ и скорость осаждения

$$w = 5,46 \sqrt{\frac{d(\rho_T - \rho)}{\rho}}. \quad (116)$$

6.2.2. Скорость свободного осаждения также определяют по критериальной зависимости Лященко:

$$\xi \text{Re}^2 = \frac{4}{3} \text{Ar}, \quad (117)$$

где Ar – число Архимеда частицы.

$$\text{Ar} = \frac{d^3 \rho (\rho_T - \rho) g}{\mu^2}. \quad (118)$$

В ламинарном режиме осаждаются частицы при $\text{Ar} < 36$, в переходной области – при $36 \leq \text{Ar} \leq 83\,000$, в автомодельной – $\text{Ar} > 83\,000$. При известном размере частиц можно вычислить значение Ar и в зависимости от его величины выбрать формулу для расчета w из приведенных ранее (113), (115) и (116). Скорость осаждения можно также рассчитать, используя частные критериальные зависимости, полученные из (117). Для ламинарного режима

$$\text{Re} = \frac{\text{Ar}}{18}. \quad (119)$$

Для переходной области

$$\text{Re} = 0,152 \text{Ar}^{0,715}. \quad (120)$$

Для автомодельной области

$$\text{Re} = 1,74 \sqrt{\text{Ar}}. \quad (121)$$

Универсальное критериальное уравнение для расчета скорости свободного осаждения (формула Тодеса)

$$\text{Re} = \frac{\text{Ar}}{18 + 0,575 \sqrt{\text{Ar}}}. \quad (122)$$

6.2.3. Скорость свободного осаждения частиц несферической формы w' , м/с, рассчитывают по формуле

$$w' = \varphi w, \quad (123)$$

где φ – коэффициент формы частицы; w – скорость свободного осаждения сферической частицы, имеющей такой же объем (эквивалентный диаметр), м/с.

Для округлых частиц $\varphi = 0,77$; для угловатых – $\varphi = 0,66$; для продолговатых (игольчатых) – $\varphi = 0,58$; для пластинчатых – $\varphi = 0,43$.

6.2.4. Для переходной и автомодельной областей турбулентного режима скорость свободного осаждения частиц может быть приближенно определена по графическим зависимостям $\text{Re} = f(\text{Ar})$, $\text{Lu} = f(\text{Ar}, \varphi)$. Значение критерия Lu рассчитывают по формуле

$$Ly = \frac{w^3 \rho^2}{\mu(\rho_t - \rho)g}. \quad (124)$$

При скорости осаждения, соответствующей $Ly < 0,2$, наблюдается ламинарный режим осаждения, при $Ly > 1500$ осаждение происходит в автомоделной области турбулентного режима.

Графики зависимостей $Re = f(Ar)$ и $Ly = f(Ar, \varphi)$ в специальной и справочной литературе обычно совмещены на одном координатном поле. Масштабное изображение их также дано в приложении настоящего пособия. Примеры выполнения задач при применении указанных графиков проиллюстрированы на рис. 4. Обращаем внимание на то, что масштабные изображения диаграммы $Re = f(Ar)$, $Ly = f(Ar, \varphi)$ в литературе, как правило, приведены для области $Re > 1$.

Внимание! Типичная ошибка – использование для определения скорости осаждения вместо диаграммы $Re = f(Ar)$, $Ly = f(Ar, \varphi)$ диаграммы $Ly = f(Ar, \varepsilon)$, описывающей состояние зернистого слоя (см. рис. 5 в подразделе 7).

6.2.5. В отстойниках, пылеосадительных камерах – аппаратах для разделения неоднородных систем под действием сил тяжести (гравитационных аппаратах) – чаще всего наблюдается не свободное осаждение отдельных частиц, а стесненное. Стесненное осаждение – совместное осаждение совокупности частиц. Скорость стесненного осаждения (действительную скорость осаждения) $w_{ст}$ рекомендуется принимать вдвое меньше скорости свободного осаждения (теоретической скорости осаждения) аналогичных частиц, т. е.

$$w_{ст} = 0,5w. \quad (125)$$

6.3. Определение поверхности осаждения аппаратов гравитационного типа

Площадь поверхности осаждения F_{oc} , m^2 , – основной геометрический параметр, определяющий размеры аппаратов в целом и их производительность. Расчетная площадь поверхности осаждения определяется по формуле

$$F_{oc} = \frac{V}{w_{ст}}, \quad (126)$$

где V – объемный расход смеси через аппарат, m^3/c .

При объемной доле взвешенной фазы в смеси на входе в аппарат не более $0,1 m^3/m^3$ допускается принимать (с запасом) $V = V_{вх}$, где $V_{вх}$ – объемный расход смеси на входе в аппарат, m^3/c .

Рекомендуется принимать действительную площадь поверхности осаждения аппарата примерно на 30% больше расчетной F_{oc} . Таким образом, учитывают неравномерность распределения потоков в аппарате, наличие в нем застойных зон, перераспределение концентраций взвешенной фазы по объему аппарата.

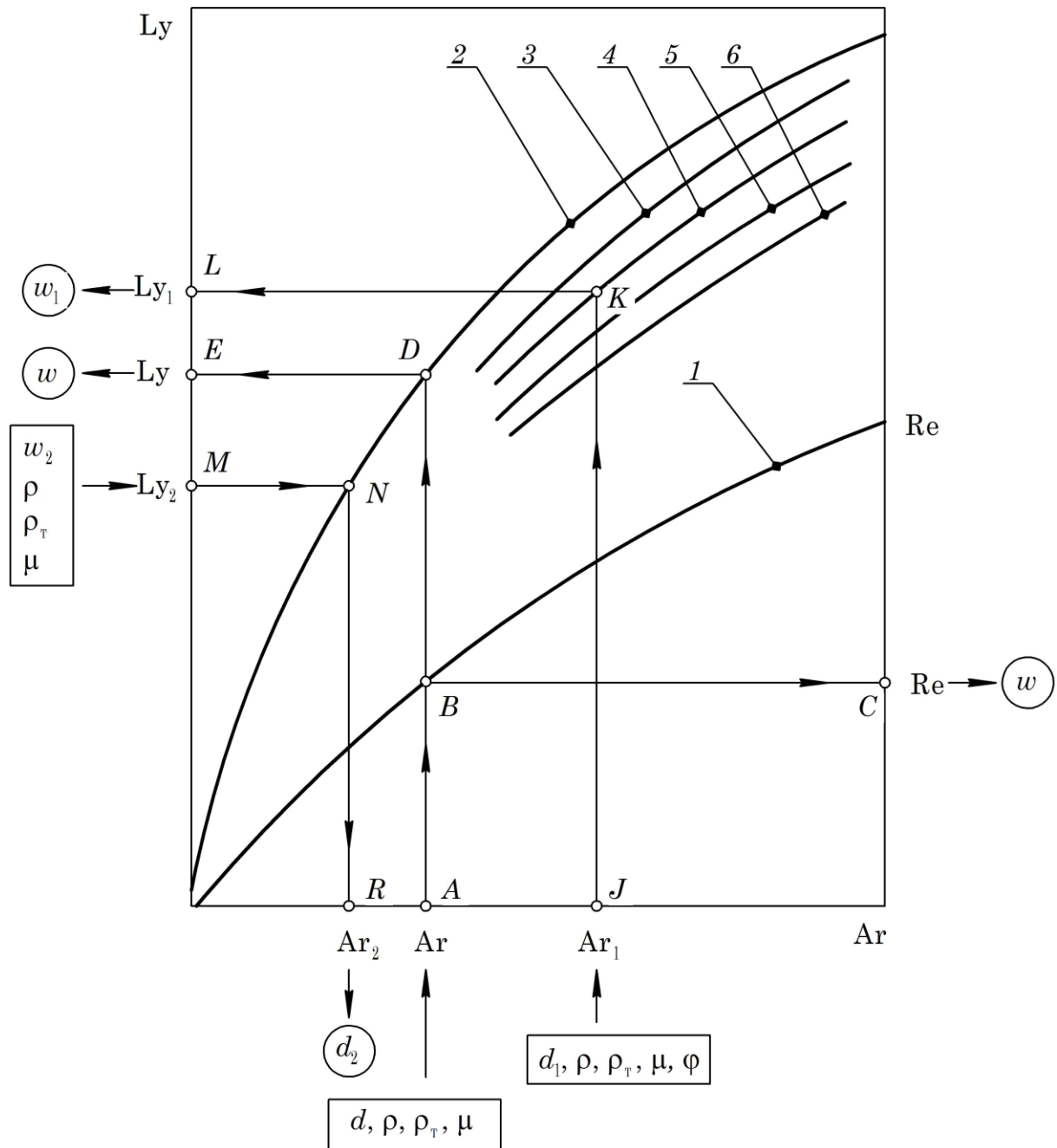


Рис. 4. Схемы выполнения задач по определению скорости осаждения и размера осаждающихся частиц с использованием графических зависимостей $Re = f(Ar)$ и $Ly = f(Ar, \varphi)$:

- 1 – $Re = f(Ar)$ для сферических частиц; 2, 3, 4, 5 и 6 – $Ly = f(Ar, \varphi)$ для сферических, округлых, угловатых, продолговатых и пластинчатых частиц соответственно;
- ABC – путь действий при определении скорости осаждения сферической частицы w диаметром d через значение Re ; ADE – то же при определении w через значение Ly ;
- JKL – путь действий при определении скорости осаждения несферической частицы w_1 эквивалентным диаметром d_1 (на примере угловатой) через значение Ly_1 ;
- MNR – путь действий при определении диаметра сферической частицы d_2 , которая осаждается со скоростью w_2 , через значение Ar_2 .

На рисунке параметры, обозначения которых заключены в прямоугольники – исходные данные (заданные, определенные из расчетов, справочные). Параметры, обозначения которых заключены в окружности, – определяемые

В гравитационном аппарате без внутренних устройств площадь поверхности осаждения – площадь горизонтальной проекции его днища. Для гравитационного аппарата с внутренними устройствами (полками) при определении площади поверхности осаждения к площади горизонтальной проекции днища следует прибавить суммарную площадь горизонтальных проекций полок.

7. ГИДРОДИНАМИКА НЕПОДВИЖНЫХ И «КИПЯЩИХ» ЗЕРНИСТЫХ СЛОЕВ

7.1. Основные определения

7.1.1. Зернистым слоем называется слой твердого материала, состоящий из не связанных друг с другом частиц. Монодисперсный – слой, состоящий из частиц одинаковой формы и размера. Полидисперсный слой состоит из частиц различной формы и размеров.

7.1.2. Эквивалентный диаметр частицы слоя d_s , м, при ее неправильной (не сферической) форме вычисляется по формуле (111).

7.1.3. Средний эквивалентный диаметр частиц полидисперсного слоя d_{cp} , м, вычисляется по формуле

$$d_{cp} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\bar{x}_i}{d_i}}, \quad (127)$$

где \bar{x}_i – массовая доля частиц i -той фракции слоя, кг/кг; d_i – средний эквивалентный диаметр частиц i -той фракции, м; n – число фракций.

Средний эквивалентный диаметр (размер) частиц i -той фракции

$$d_i = \frac{d_{i\min} + d_{i\max}}{2}, \quad (128)$$

где $d_{i\min}$ и $d_{i\max}$ – минимальный и максимальный эквивалентные диаметры частиц i -той фракции, м.

Для зернистых слоев объемная доля частиц в i -той фракции c_i , м³/м³, численно равна \bar{x}_i .

7.1.4. Порозность слоя (относительный свободный объем, для осадков – пористость) ε , м³/м³,

$$\varepsilon = \frac{V_{сл} - V_{\Sigma}}{V_{сл}}, \quad (129)$$

где $V_{сл}$ и V_{Σ} – объем слоя и суммарный объем всех частиц в слое, м³.

Объемная доля частиц (твердой фазы) в слое c_q , м³/м³,

$$c_q = \frac{V_{\Sigma}}{V_{сл}}, \quad (130)$$

или

$$c_q = 1 - \varepsilon. \quad (131)$$

Для неподвижного слоя сферических частиц принимают $\varepsilon = 0,4 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

7.1.5. Насыпная плотность слоя ρ_n , $\text{кг}/\text{м}^3$,

$$\rho_n = \rho_t (1 - \varepsilon_0), \quad (132)$$

где ρ_t – истинная плотность твердых частиц, $\text{кг}/\text{м}^3$; ε_0 – порозность неподвижного слоя, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

Кажущаяся плотность слоя ρ_k , $\text{кг}/\text{м}^3$,

$$\rho_k = \rho_t (1 - \varepsilon) + \rho \varepsilon, \quad (133)$$

где ρ – плотность фазы в пространстве между частицами слоя, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Для зернистого слоя в газовой фазе $\rho_n \approx \rho_k$.

7.1.6. Удельная поверхность слоя a , $\text{м}^2/\text{м}^3$,

$$a = \frac{F_q}{V_{\text{сл}}}, \quad (134)$$

где F_q – суммарная поверхность частиц слоя, м^2 .

Для неподвижного монодисперсного слоя сферических частиц

$$a = \frac{3,6}{d}. \quad (135)$$

По формуле (135) можно приближенно определять удельную поверхность неподвижного полидисперсного слоя, подставив вместо d величину $d_{\text{ср}}$.

7.1.7. Фиктивная скорость потока через слой w , $\text{м}/\text{с}$,

$$w = \frac{V}{S}, \quad (136)$$

где V – объемный расход газа (жидкости) через слой, $\text{м}^3/\text{с}$; S – площадь поперечного сечения слоя, м^2 .

Действительная скорость газа (жидкости) в слое (в каналах между его частицами) w_d , $\text{м}/\text{с}$,

$$w_d = \frac{w}{\varepsilon}. \quad (137)$$

7.2. Гидравлическое сопротивление неподвижного зернистого слоя

Гидравлическое сопротивление неподвижного зернистого слоя $\Delta P_{\text{сл}}$, Па, рассчитывают по зависимости, полученной при преобразовании уравнения Дарси – Вейсбаха:

$$\Delta P_{\text{сл}} = 0,75\lambda \frac{(1 - \varepsilon) H}{\varepsilon^3 \Phi d} \rho w^2, \quad (138)$$

где λ – обобщающий коэффициент трения (учитывает потери давления в слое как на трение, так и на местных сопротивлениях); H – высота слоя, м; d – эквивалентный диаметр частиц (не каналов!) слоя, м; Φ – фактор формы частиц (для сферических частиц $\Phi = 1$); ρ – плотность газа (жидкости), движущегося через слой, кг/м³.

$$\lambda = \frac{133}{\text{Re}} + 2,34, \quad (139)$$

где Re – число Рейнольдса для потока, движущегося через слой.

$$\text{Re} = \frac{4w\rho}{a\mu}, \quad (4.140)$$

где μ – динамическая вязкость газа (жидкости), движущегося через слой, Па·с.

Ламинарный режим движения потока через зернистый слой наблюдается при $\text{Re} < 50$, автомодельная область турбулентного режима – при $\text{Re} > 7000$. При $\text{Re} < 1$ принимают

$$\lambda = \frac{133}{\text{Re}} \quad (141)$$

и уравнение (138) приобретает вид

$$\Delta P_{\text{ст}} = 150 \frac{(1 - \varepsilon)^2 \mu H}{\Phi^2 \varepsilon^3 d^2} w. \quad (142)$$

Для автомодельной области турбулентного режима принимают $\lambda = 2,34$.

7.3. Гидродинамика «кипящего» зернистого слоя

7.3.1. Скорость начала псевдооживления (первая критическая скорость) $w_{\text{кр1}}$, м/с, – фиктивная скорость потока через зернистый слой, при которой он переходит из неподвижного состояния в псевдооживленное (начинается перемещение, «шевеление» частиц).

Скорость витания частиц (вторая критическая скорость, скорость начала уноса частиц, скорость начала их пневмо- или гидротранспорта) $w_{\text{кр2}}$, м/с, – фиктивная скорость потока, при превышении которой начинается однонаправленное с ним, упорядоченное движение частиц снизу вверх (унос, пневмо- или гидротранспорт).

Для «кипящего» зернистого слоя $w_{\text{д}} > w$, при сферической форме частиц $0,4 < \varepsilon < 1,0$. Для состояния уноса частиц $\varepsilon \rightarrow 1,0$ (принимают при расчетах $\varepsilon = 1,0$), а $w_{\text{д}} \approx w$.

Скорость начала псевдооживления можно вычислить с погрешностью $\pm 20\%$ (порозность неподвижного слоя $\varepsilon_0 = 0,4 \text{ м}^3/\text{м}^3$) по формуле

$$w_{\text{кр1}} = \frac{\mu}{d_p \rho} \left(\frac{\text{Ar}}{1400 + 5,22\sqrt{\text{Ar}}} \right), \quad (143)$$

где Ar – число Архимеда для частиц слоя.

$$\text{Ar} = \frac{d^3 \rho (\rho_T - \rho) g}{\mu^2}. \quad (144)$$

Обозначения μ, d_3, ρ, ρ_T соответствуют обозначениям, принятым в пунктах 6.1 и 6.2 настоящего пособия.

Скорость витания частиц можно рассчитать по формуле

$$w_{\text{кр}2} = \frac{\mu}{d_3 \rho} \left(\frac{\text{Ar}}{18 + 0,61\sqrt{\text{Ar}}} \right). \quad (145)$$

7.3.2. Порозность «кипящего» слоя ε , $\text{м}^3/\text{м}^3$,

$$\varepsilon = \left(\frac{18 \text{Re} + 0,36 \text{Re}^2}{\text{Ar}} \right)^{0,21}. \quad (146)$$

При этом

$$\text{Re} = \frac{w d \rho}{\mu}, \quad (147)$$

где w – фиктивная скорость потока через слой, $\text{м}/\text{с}$.

Если при расчетах по формуле (146) получают, что $\varepsilon \leq 0,4$, слой находится в неподвижном состоянии. Если же в результате расчетов $\varepsilon \geq 1,0$ – слой в состоянии уноса.

4.7.3.3. Число псевдооживления K_V

$$K_V = \frac{w}{w_{\text{кр}1}}. \quad (148)$$

Предельное число псевдооживления $K_{V\text{н}}$

$$K_{V\text{н}} = \frac{w_{\text{кр}2}}{w_{\text{кр}1}}, \quad (149)$$

или

$$K_{V\text{н}} = \frac{1400 + 5,22\sqrt{\text{Ar}}}{18 + 0,61\sqrt{\text{Ar}}}. \quad (150)$$

7.3.4. Гидравлическое сопротивление «кипящего» слоя $\Delta P_{\text{кc}}$, Па, в потоке газовой фазы

$$\Delta P_{\text{кc}} = \frac{G}{S}; \quad (151)$$

$$\Delta P_{\text{кc}} = \frac{mg}{S}; \quad (152)$$

$$\Delta P_{\text{кc}} = \rho_T (1 - \varepsilon) gH; \quad (153)$$

$$\Delta P_{\text{кв}} = \rho_{\text{т}}(1 - \varepsilon_0)gH_0, \quad (154)$$

где G – вес твердого материала в слое, Н; m – масса твердого материала в слое, кг; ε и ε_0 – порозность слоя в псевдооживленном и неподвижном состоянии соответственно, м³/м³; H и H_0 – высота слоя в псевдооживленном и неподвижном состоянии соответственно, м.

Для аппаратов переменного (увеличивающегося по высоте) сечения в формулах (151) и (152) G и m – вес и масса материала соответственно, приходящиеся на сечение площадью S (как правило, S – площадь опорно-распределительной решетки аппарата «кипящего» слоя).

7.3.5. Из уравнений (153) и (154) для аппаратов «кипящего» слоя, имеющих постоянное по высоте поперечное сечение

$$H = H_0 \frac{1 - \varepsilon_0}{1 - \varepsilon}. \quad (155)$$

7.3.6. Приближенное определение параметров состояния зернистого слоя, а также размеров частиц, которые будут неподвижными или уноситься из слоя, можно выполнить, используя диаграмму $Ly = f(Ar, \varepsilon)$, где Ly – число Лященко. Масштабное изображение данной диаграммы представлено в приложении настоящего пособия. Схема ее изображена на рис. 5.

Число Лященко рассчитывается по формуле

$$Ly = \frac{w^3 \rho^2}{\mu(\rho_{\text{т}} - \rho)g}. \quad (156)$$

На диаграмме $Ly = f(Ar, \varepsilon)$ три области: ниже линии $\varepsilon = 0,4$ – область неподвижного состояния слоя; $0,4 \leq \varepsilon < 1,0$ – область псевдооживленного состояния; выше линии $\varepsilon = 1,0$ – область состояния уноса. На рис. 5 показано выполнение некоторых типичных задач при применении диаграммы $Ly = f(Ar, \varepsilon)$.

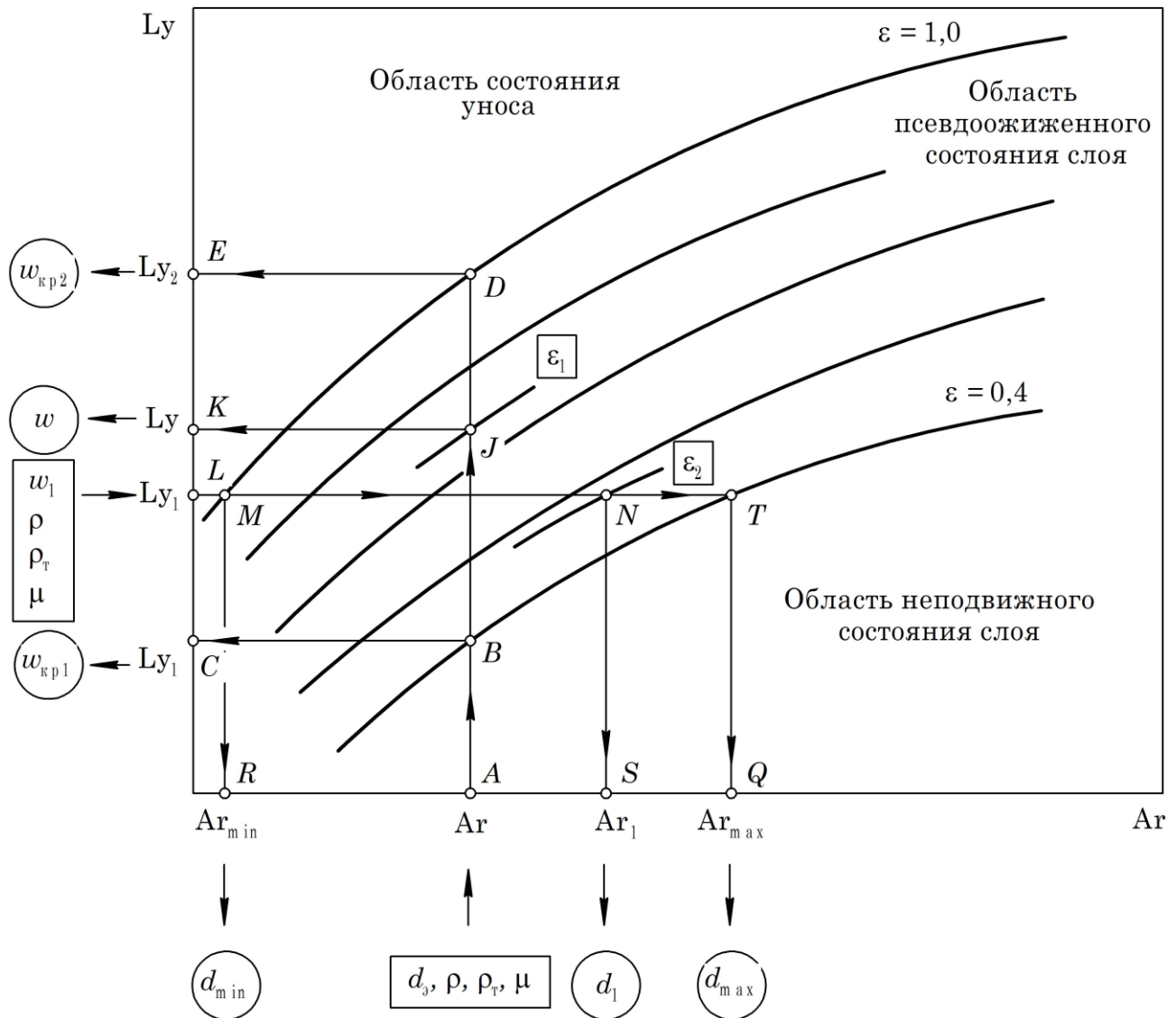


Рис. 5. Схемы выполнения расчетов по диаграмме $Ly = f(Ar, \varepsilon)$:

ABC – путь действий по диаграмме при определении $w_{кр1}$ при известном d_3 ;

ADE – путь действий при определении $w_{кр2}$ при известном d_3 ;

AJK – путь действий по диаграмме при определении рабочей фиктивной скорости w при известных d_3 и порозности псевдооживленного слоя ε_1 ;

LMR – путь действий при определении минимального диаметра частиц в псевдооживленном состоянии (максимального диаметра уносимых частиц) при известной фиктивной скорости потока w_1 ;

LTQ – путь действий при определении максимального диаметра частиц в псевдооживленном состоянии (минимального диаметра неподвижных частиц) при известной w_1 ;

LNS – путь действий при определении диаметра частиц в слое при известных скорости w_1 и порозности ε_2 .

На рисунке параметры, обозначения которых заключены в прямоугольники, – исходные данные (заданные, определенные из расчетов, справочников).

Параметры, обозначения которых заключены в окружности, – определяемые

8. ФИЛЬТРОВАНИЕ

8.1. Основное уравнение фильтрования

При ламинарном режиме движения фильтрата через слой осадка и пористую фильтровальную перегородку скорость фильтрования w , м/с, определяется из основного уравнения фильтрования:

$$w = \frac{dV}{Fd\tau} = \frac{\Delta P}{\mu(R_{oc} + R_{фп})}, \quad (157)$$

где V – объем полученного фильтрата, м³; F – поверхность фильтрования (площадь рабочей поверхности фильтровальной перегородки), м²; τ – время, за которое получено V фильтрата, с; ΔP – перепад давлений на фильтровальной перегородке (движущая сила фильтрования), Па; μ – динамическая вязкость фильтрата, Па·с; R_{oc} и $R_{фп}$ – сопротивления слоя осадка и фильтровальной перегородки соответственно, м⁻¹.

Сопротивление слоя осадка при равномерном его распределении по поверхности фильтрования

$$R_{oc} = r_0 h = r_0 \frac{Vx_0}{F}, \quad (158)$$

где r_0 – удельное сопротивление осадка, м⁻²; h – толщина слоя осадка, м; x_0 – объем осадка, получаемый в расчете на единицу объема фильтрата, м³/м³.

Значение x_0 определяется по формуле

$$x_0 = \frac{V_{сусп} - V}{V}, \quad (159)$$

где $V_{сусп}$ – объем суспензии, при разделении которой получено V фильтрата, м³.

Толщину слоя осадка рассчитывают по следующей формуле:

$$h = \frac{Vx_0}{F}. \quad (160)$$

8.2. Фильтрация при постоянном перепаде давлений

8.2.1. При условии постоянства движущей силы фильтрования ($\Delta P = \text{const}$), а также при допущении, что разделяемая в фильтре суспензия однородна ($x_0 = \text{const}$), получаемый в процессе проведения процесса осадок несжимаемый и однородный ($r_0 = \text{const}$) и равномерно распределен по поверхности фильтрования, температура при проведении процесса неизменна (в таком случае $\mu = \text{const}$) и фильтровальная перегородка не забивается частицами осадка и не деформируется ($R_{фп} = \text{const}$), проинтегрировав уравнение (157) с учетом формулы (158), после преобразований получают модифицированное уравнение фильтрования:

$$V_F^2 + CV_F = K\tau, \quad (161)$$

где V_F – нагрузка по фильтрату, $\text{м}^3/\text{м}^2$; C и K – константы фильтрования, размерности которых соответственно м и $\text{м}^2/\text{с}$.

Нагрузка по фильтрату – объем его, полученный за время τ , в расчете на единицу поверхности фильтрования:

$$V_F = \frac{V}{F}. \quad (162)$$

Константы C и K выражаются через параметры, фигурирующие в формулах (157) и (158), следующим образом:

$$C = \frac{2R_{\text{фп}}}{r_0 x_0}; \quad (163)$$

$$K = \frac{2\Delta P}{\mu r_0 x_0}. \quad (164)$$

По значениям C и K , полученным экспериментальным путем при использовании заданных фильтровальной перегородки и суспензии, могут быть определены $R_{\text{фп}}$ и r_0 – важнейшие параметры для расчетов промышленных фильтров. Аналитическое определение $R_{\text{фп}}$ и r_0 практически невозможно, так как фильтровальная перегородка и осадок представляют собой неоднородные пористые структуры.

8.2.2. Аналитически (расчетным путем) значения констант C и K определяют, решив систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} V_{F1}^2 + CV_{F1} &= K\tau_1 \\ V_{F2}^2 + CV_{F2} &= K\tau_2 \end{aligned} \right\} \quad (165)$$

где V_{F1} и V_{F2} – нагрузки по фильтрату, зафиксированные в экспериментальном фильтре за промежутки времени τ_1 и τ_2 соответственно, $\text{м}^3/\text{м}^2$.

Величины τ_1 и τ_2 исчисляются от момента начала фильтрования в экспериментальном фильтре.

8.2.3. Графоаналитическим путем значения C и K находят, проводя обработку результатов с помощью линейного уравнения, полученного из (161):

$$\frac{\tau}{V_F} = \frac{1}{K} V_F + \frac{C}{K}. \quad (166)$$

Пример выполнения указанной задачи проиллюстрирован на рис. 4.6. На данном рисунке точки a_1, a_2, \dots, a_9 характеризуют значения отношений промежутков времени $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_9$ к соответствующим им нагрузкам по фильтрату $V_{F1}, V_{F2}, \dots, V_{F9}$ в зависимости от величин $V_{F1}, V_{F2}, \dots, V_{F9}$. График зависимости (166) – отрезок прямой AB – строится таким образом, чтобы среднеквадратичное отклонение его от точек a_1, a_2, \dots, a_9 было наименьшим. Используя участок отрезка AB (в примере отрезок DH) как гипотенузу прямоугольного треугольника, вычерчивают этот треугольник (треугольник DEH).

Измерив длину его катетов DE и EH , м, определяют значение константы K по формуле

$$K = \frac{DE m_x}{EH m_y}, \quad (167)$$

где m_x и m_y – масштабные коэффициенты по осям V_F и $\frac{\tau}{V_F}$ соответственно.

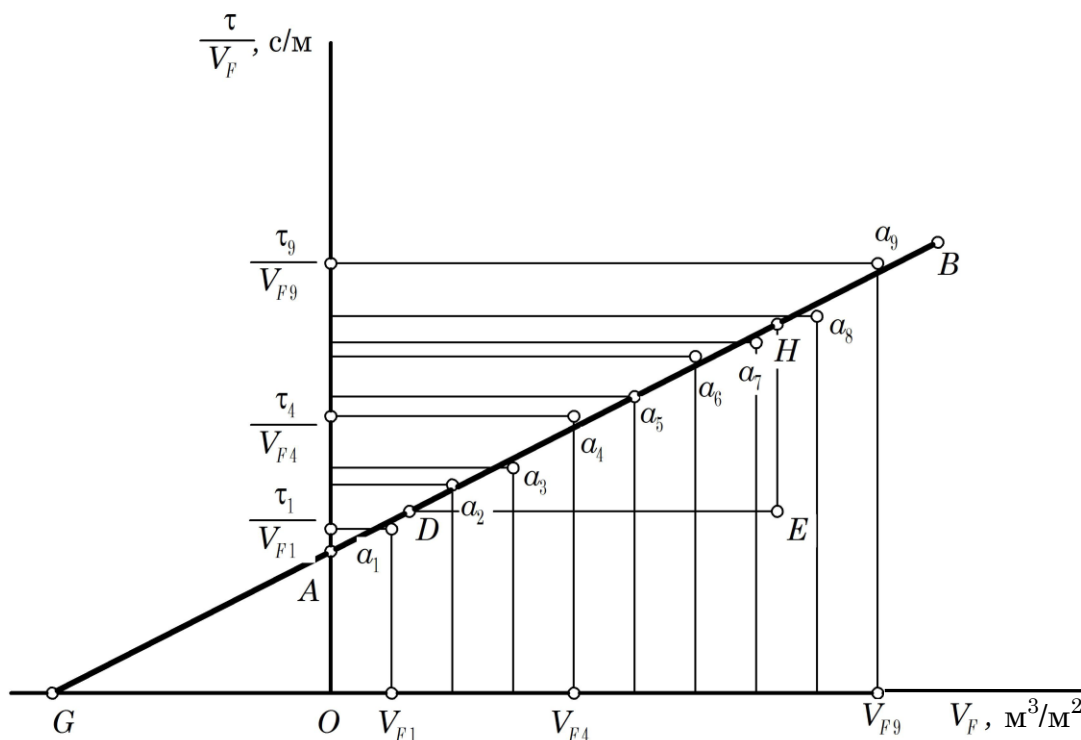


Рис. 6. Графоаналитическое определение констант фильтрации C и K

При выражении в СИ размерности: $m_x - (\text{м}^3/\text{м}^2)/\text{м}$; $m_y - (\text{с}/\text{м})/\text{м}$.

Значение константы C рассчитывают, предварительно определив величину K , а затем измерив длину отрезка OA , м,

$$C = KOAm_y. \quad (168)$$

Точка O должна соответствовать началу координат, т. е. в точке O значение $\frac{\tau}{V_F} = 0$.

Величина C может быть также определена при получении точки G – точки пересечения продолжения отрезка прямой AB с осью координат V_F . В таком случае при длине отрезка OG , м,

$$C = OGm_x. \quad (169)$$

8.2.4. Промышленный фильтр, для которого проводятся расчеты, по сравнению с экспериментальным может эксплуатироваться при другом перепаде давлений $\Delta P_{\text{п}}$, Па, а также при этом может разделяться подобная суспензия

при другой температуре с иной концентрацией твердой фазы (для промышленного фильтра: $x_{0п}$ – объемная доля осадка, получаемого в нем в расчете на единицу объема фильтрата, $\text{м}^3/\text{м}^3$; $\mu_{п}$ – динамическая вязкость фильтрата, Па·с). В таком случае экспериментальные величины C и K пересчитываются в константы фильтрования $C_{п}$ и $K_{п}$ для промышленного фильтра по формулам

$$C_{п} = C \frac{x_0}{x_{0п}}; \quad (170)$$

$$K_{п} = K \frac{\Delta P_{п} \mu}{\Delta P \mu_{п}} \frac{x_0}{x_{0п}}. \quad (171)$$

8.2.5. Скорость фильтрования в промышленном фильтре $w_{п}$, м/с, работающем при постоянном перепаде давлений, в момент времени τ , с, исчисленном от начала стадии фильтрования, при достигнутой нагрузке по фильтрату $V_{Fп}$, $\text{м}^3/\text{м}^2$, можно рассчитать по формуле

$$w_{п} = \frac{K_{п}}{2V_{Fп} + C_{п}}. \quad (172)$$

8.2.6. Для определения скорости промывки осадка $w_{пр}$, м/с, по формуле (172) рассчитывают $w_{п}$ на момент окончания стадии фильтрования. Затем, при необходимости, вводят поправки, учитывающие изменение перепада давлений в фильтре при проведении стадии промывки по сравнению со стадией фильтрования и вязкости промывной жидкости по сравнению с вязкостью фильтрата:

$$w_{пр} = w_{п} \frac{\Delta P_{пр} \mu_{п}}{\Delta P_{п} \mu_{пр}}, \quad (173)$$

где $\Delta P_{пр}$ – перепад давлений в фильтре при промывке осадка, Па; $\mu_{пр}$ – динамическая вязкость промывной жидкости, Па·с.

8.3. Фильтрование с постоянной скоростью

При фильтровании с постоянной скоростью зависимость перепада давлений в фильтре ΔP , Па, от продолжительности времени от начала стадии фильтрования τ , с, имеет вид

$$\Delta P = \mu (r_0 x_0 w^2 \tau + R_{фп} w), \quad (174)$$

где

$$w = \frac{V}{F \tau}. \quad (175)$$

В формулах (174) и (175) обозначения величин соответствуют обозначениям, принятым в пункте 8.1 настоящего подраздела.

9. ЦЕНТРОБЕЖНОЕ РАЗДЕЛЕНИЕ. ЦИКЛОНЫ, ЦЕНТРИФУГИ

9.1. Центробежный фактор разделения

9.1.1. Центробежный фактор разделения $K_{ц}$ – характерный параметр аппаратов для разделения неоднородных систем, показывающий увеличение разделительной способности по сравнению с гравитационными аппаратами. В общем случае он выражает отношение центробежной силы $P_{ц}$, действующей на частицу разделяемой среды в центробежном аппарате, к силе тяжести P_g :

$$K_{ц} = \frac{P_{ц}}{P_g}. \quad (176)$$

9.1.2. Для циклонных аппаратов $K_{ц}$ определяют по формуле

$$K_{ц} = \frac{w_{ок}^2}{Rg}, \quad (177)$$

где $w_{ок}$ – окружная составляющая скорости потока в аппарате, м/с; R – радиус вращения, м; g – ускорение свободного падения, м/с².

Для циклонов типа ЦН разработки Научно-исследовательского и проектного института санитарной и промышленной очистки газов (НИИОГАЗ) величину R принято определять как расстояние по нормали от оси корпуса циклона до оси входного патрубка. Величину $w_{ок}$ для указанных циклонов рассчитывают по формуле

$$w_{ок} = w_{вх} \cos \alpha, \quad (178)$$

где $w_{вх}$ – средняя скорость газового потока во входном патрубке циклона, м/с; α – угол наклона входного патрубка циклона к горизонтальной плоскости, град.

Для циклонов ЦН-11 угол $\alpha = 11^\circ$, для ЦН-15, ЦН-15У – $\alpha = 15^\circ$, для ЦН-24 – $\alpha = 24^\circ$.

9.1.3. Для центрифуг $K_{ц}$ рассчитывают по формуле

$$K_{ц} \approx 4n^2 R, \quad (179)$$

где n – частота вращения ротора центрифуги, с⁻¹.

Величину R для центрифуг с цилиндрическим ротором обычно принимают равной радиусу ротора центрифуги R_p , м, измеренному по внутренней поверхности.

9.2. Циклоны

9.2.1. Гидравлическое сопротивление циклона $\Delta P_{ц}$, Па, рассчитывают по формуле

$$\Delta P_{ц} = \xi_{ц} \frac{\rho w_{ц}^2}{2}, \quad (180)$$

где $\xi_{\text{ц}}$ – коэффициент сопротивления циклона; ρ – плотность газа в циклоне при рабочих условиях, кг/м^3 ; $w_{\text{ц}}$ – фиктивная скорость газа в циклоне, м/с .

Значение $\xi_{\text{ц}}$ зависит от исполнения, типа, марки циклона. Для циклонов НИИОГАЗ марки ЦН значения $\xi_{\text{ц}}$ следующие [30]: ЦН-11 – 160; ЦН-15 – 105; ЦН-15У – 110; ЦН-24 – 60.

9.2.2. Производительность циклона представляет объемный расход газа через него при рабочих условиях $V_{\text{ц}}$, $\text{м}^3/\text{с}$, и связана с фиктивной скоростью $w_{\text{ц}}$ зависимостью

$$V_{\text{ц}} = \frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4} w_{\text{ц}}, \quad (181)$$

где $D_{\text{ц}}$ – внутренний диаметр циклона, м .

Для нормализованных циклонов НИИОГАЗ типа ЦН значения $D_{\text{ц}}$ (в миллиметрах): 40, 60, 80, 100, 150, 200 и т. д. до 1000 через 50. Полная маркировка циклона НИИОГАЗ, например: ЦН-15-600, где 600 – диаметр корпуса в миллиметрах. Для циклонов марки 15У характерна укороченная цилиндрическая часть корпуса.

Оптимальной областью использования циклонов типа ЦН по достигаемой производительности $V_{\text{ц}}$ и коэффициенту очистки η (см. подпункт 6.1.3 настоящего пособия) при приемлемых энергозатратах на очистку является область производительностей, при которых потери напора газа в циклоне $H_{\text{ц}}$, м , составляют от 50 до 100. При этом

$$H_{\text{ц}} = \frac{\Delta P_{\text{ц}}}{\rho g}, \quad (182)$$

или

$$H_{\text{ц}} = \xi_{\text{ц}} \frac{8V_{\text{ц}}^2}{\pi^2 g D_{\text{ц}}^4}. \quad (183)$$

При подборе циклона типа ЦН (определение его расчетного диаметра $D_{\text{ц}}$) значение $H_{\text{ц}}$ рекомендуется принимать 75 м .

9.3. Центрифуги

При расчетах центрифуг с высокой точностью может быть выполнен расчет давления, оказываемого со стороны суспензии на стенку ротора центрифуги $P_{\text{ц}}$, Па ,

$$P_{\text{ц}} = 5\rho_c n^2 (D_p^2 - D_c^2), \quad (184)$$

где ρ_c – средняя плотность суспензии в роторе, кг/м^3 ; D_p – внутренний диаметр ротора, м ; D_c – диаметр сливного цилиндра (диаметр внутренней поверхности слоя суспензии в роторе), м .

Приблизленно

$$P_{\text{ц}} = \frac{2,5\rho_c K_{\text{ц}} (D_p^2 - D_c^2)}{D_p}. \quad (185)$$

Величину D_c при цилиндрической форме ротора вычисляют по формуле

$$D_c = \sqrt{D_{\text{ц}}^2 - \left(\frac{4V_c}{\pi L}\right)}, \quad (186)$$

где V_c – объем суспензии в роторе центрифуги, м^3 ; L – длина ротора, м.

Величина $P_{\text{ц}}$ – движущая сила фильтрования в фильтрующих центрифугах. Определение $P_{\text{ц}}$ также производят при расчетах на прочность элементов ротора центрифуги.

10. ПЕРЕМЕШИВАНИЕ В ЖИДКИХ СРЕДАХ

10.1. Аппараты с механическими мешалками

10.1.1. Перемешивание в жидких средах в основном производят механическими мешалками в вертикальных цилиндрических аппаратах. Ряд номинальных объемов стандартизованных аппаратов V_a , м^3 , при их внутренних диаметрах D_a , м, (значения D_a указаны в скобках после значений V_a): 0,010 (0,250); 0,016 (0,300); 0,025 (0,350); 0,040 (0,400); 0,063 (0,400); 0,10 (0,500); 0,16 (0,600); 0,25 (0,700); 0,40 (0,800); 0,63 (0,800; 1,000); 1,00 (1,000; 1,200); 1,25 (1,000; 1,200); 1,6 (1,000; 1,200); 2,0 (1,200; 1,400); 2,5 (1,200; 1,400); 3,2 (1,200; 1,600); 4,0 (1,400; 1,600); 5,0 (1,400; 1,800); 6,3 (1,600; 1,800); 8,0 (1,600; 2,000); 10,0 (1,800; 2,200); 12,5 (1,800; 2,400); 16 (2,000; 2,400; 2,800); 20 (2,200; 2,600; 3,000); 25 (2,400; 2,800; 3,200); 32 (2,600; 3,000; 3,400) и т. д.

10.1.2. По ГОСТ 20680 основными типами мешалок являются трехлопастная, винтовая (устаревшее название – пропеллерная), турбинная открытая, турбинная закрытая, шестилопастная и лопастная (двухлопастная). Условные обозначения мешалок по ГОСТ 20680 при установке их в гладкостенных (без внутренних устройств) аппаратах: трехлопастная – 01; винтовая – 02; турбинная открытая – 03; турбинная закрытая – 04; шестилопастная – 05; лопастная – 07. Обозначения мешалок, установленных в аппаратах с вертикальными отбойными перегородками: трехлопастная – 21; турбинная закрытая – 24; шестилопастная – 25.

Номинальные (по ГОСТ 20680) диаметры мешалок d_m , м: 0,080; 0,100; 0,125; 0,160; 0,180; 0,200; 0,220; 0,250; 0,280; 0,320; 0,360; 0,400; 0,450; 0,500; 0,560; 0,630; 0,710; 0,800; 0,900; 1,000; 1,120; 1,250; 1,400; 1,600; 1,800; 2,000; 2,240; 2,500.

Геометрический симплекс мешалки Γ_D

$$\Gamma_D = \frac{D_a}{d_m}. \quad (187)$$

10.1.3. Для привода мешалок используются электродвигатели, номинальная мощность которых $N_{дв}$, кВт, регламентируется ГОСТ 20680. Ряд $N_{дв}$: 0,25; 0,75; 1,50; 3,00; 5,50; 7,50; 11,00; 15,00; 18,50; 22,00; 30,00; 37,00; 45,00; 55,00; 75,00; 90,00; 110,00; 132,00.

10.1.4. Номинальные угловые скорости вращения валов мешалок ω , рад/с, по ГОСТ 20680 определяются из ряда: 0,52; 0,66; 0,84; 1,05; 1,31; 1,68; 2,09; 2,62; 3,35; 4,20; 5,24; 6,6; 8,4; 10,5; 13,1; 16,8; 20,9; 26,2; 33,5; 42,0; 52,4; 78,5; 105; 157. Окружные скорости мешалок w_m , м/с, принимают: для мешалок типов 01, 05, 07, 21, 25 – от 1,5 до 4; для типов 03, 04, 24 – от 3 до 9; для типа 02 – от 6 до 15. Окружная скорость мешалки рассчитывается по формуле

$$w_m = \frac{d_m \omega}{2}, \quad (188)$$

или

$$w_m = \pi d_m n, \quad (189)$$

где n – частота вращения вала мешалки, с⁻¹.

По соотношению угловых скоростей вращения (частот вращения) валов электродвигателя и мешалки выбирают передаточное число редуктора привода мешалки.

10.2. Мощность приводов механических мешалок

10.2.1. Мощность, потребляемая мешалкой при номинальном режиме работы N_m , Вт, рассчитывают по формуле

$$N_m = K_N \rho n^3 d_m^5, \quad (190)$$

где K_N – критерий мощности мешалки; ρ – плотность среды, перемешиваемой мешалкой, кг/м³.

Значение K_N определяют в зависимости от типа мешалки, симплекса Γ_D и режима перемешивания. Режим перемешивания учитывается значением числа Рейнольдса Re_N , которое рассчитывается следующим образом:

$$Re_N = \frac{\rho n d_m^2}{\mu}, \quad (191)$$

где μ – динамическая вязкость перемешиваемой мешалкой среды, Па·с.

Значение K_N рассчитывают по критериальным или эмпирическим зависимостям либо определяют из графиков $K_N = f(Re_N)$. Для некоторых мешалок данные графики приведены в приложении настоящего пособия.

При ламинарном перемешивании ($Re_N < 20$) значения K_N для одной и той же мешалки примерно равны в аппаратах гладкостенном и с внутренними устройствами. Однако чаще всего перемешивание ведут в турбулентном режиме при $Re_N > 50$.

10.2.2. Двигатель для привода мешалки должен иметь номинальную мощность в 2,5–3 раза больше мощности, потребляемой мешалкой.

Примечание. По утверждениям современных исследователей, уровень жидкости над мешалкой мало влияет на мощность, потребляемую мешалкой. Поэтому они рекомендуют не включать в зависимости для расчета K_N критерий Фруда Fr .

11. ТЕПЛОВЫЕ БАЛАНСЫ

11.1. Основные термины и определения

11.1.1. Тело (материал, вещество), участвующее в теплообмене, называют теплоносителем. Горячий теплоноситель – теплоноситель, имеющий более высокую температуру и отдающий тепло менее нагретому (холодному) теплоносителю.

11.1.2. Тепловой поток Q , Вт, – количество тепла, распространяющегося в единицу времени через определенную поверхность раздела (взаимодействия) теплоносителей. Синонимы термина «тепловой поток»: расход тепла, тепловая мощность, тепловая нагрузка.

11.1.3. Плотность теплового потока q , Вт/м², вычисляется по формуле

$$q = \frac{Q}{F}, \quad (192)$$

где F – площадь поверхности, перпендикулярной направлению распространения тепла, м².

Синоним термина «плотность теплового потока» – удельная тепловая нагрузка.

11.2. Теплофизические свойства веществ и материалов

11.2.1. Удельная массовая энтальпия вещества (материала) i , Дж/кг, характеризует внутреннюю энергию 1 кг вещества. В практической теплотехнике для удобства проведения расчетов значения i для всех веществ принимают равными нулю при $T = 273,15$ К ($t = 0^\circ\text{C}$). Исключение составляют пары, температура которых ниже температуры насыщения (конденсации).

11.2.2. Удельная массовая теплоемкость вещества c , Дж/(кг·К), характеризует количество тепла, которое необходимо подвести к 1 кг вещества (отвести от 1 кг), чтобы изменить его температуру на 1 К. Удельная массовая теплоемкость может быть выражена также в Дж/(кг·°С), причем $1 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}) = 1 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$. Для веществ существуют удельные теплоемкости (далее теплоемкости) при постоянном объеме c_V и постоянном давлении c_p . Существенно их различие для газообразного состояния вещества. Для практических теплотехнических расчетов в основном используется значение c_p вследствие того, что в большинстве случаев теплообменные процессы проводят при мало изменяющемся давлении теплоносителя. Значение удельной теплоемкости вещества (материала) зависит от его природы, фазового состояния, а также температуры.

11.2.3. Удельная массовая теплота фазового перехода (испарения, конденсации, плавления, кристаллизации) r , Дж/кг, характеризует количество тепла, которое необходимо подвести к 1 кг вещества (отвести от 1 кг вещества) для обеспечения перевода его из одного фазового состояния в другое при температуре фазового перехода.

Величина r зависит от природы вещества, рода фазового перехода. Для испарения и конденсации удельная теплота фазовых переходов r весьма существенно зависит от температуры. Для прямого и обратного фазовых переходов (испарение – конденсация; плавление – кристаллизация) значения r при одинаковых температурах численно равны. Поэтому в справочной и другой литературе чаще всего приведены значения удельных теплот испарения или плавления.

Удельные энтальпии, удельные теплоемкости, удельные теплоты фазового перехода также могут быть приведены не только в расчете на единицу массы, но и на 1 кмоль вещества (удельная молярная энтальпия, Дж/(кмоль·К) и т. д.). Для газообразных веществ используются значения удельной энтальпии и удельной теплоемкости в расчете на единицу объема, например удельная объемная теплоемкость, Дж/(м³·К). Значения данных величин в таком случае даются в расчете на 1 м³ газа, приведенного к нормальным условиям ($T_0 = 273,15$ К, $P_0 = 1,013 \cdot 10^5$ Па).

11.2.4. Удельные энтальпии, теплоемкости, теплоты фазового перехода смесей могут быть рассчитаны при применении правила аддитивности. Например, удельная массовая теплоемкость смеси $c_{см}$, Дж/(кг·К), вычисляется по формуле

$$c_{см} = \sum_{i=1}^n c_i \bar{x}_i, \quad (193)$$

где c_i – удельная массовая теплоемкость i -того компонента смеси, Дж/(кг·К); \bar{x}_i – массовая доля i -того компонента, кг/кг смеси; n – число компонентов смеси.

11.2.5. Удельная энтальпия вещества, имеющего температуру t , °С, может быть приближенно вычислена с использованием следующих формул:

$$i = c_{т} t_{пл} + r_{пл} + c_{ж} (t_S - t_{пл}) + r_{исп} + c_{г} (t - t_S); \quad (194)$$

$$i = c_{ж} t_S + r_{исп} + c_{г} (t - t_S); \quad (195)$$

$$i = ct, \quad (196)$$

где $c_{т}$, $c_{ж}$, $c_{г}$ – удельные массовые теплоемкости вещества в твердом, жидком и газообразном состояниях соответственно, Дж/(кг·°С); $t_{пл}$ и t_S – температуры плавления и насыщения (кипения, конденсации) вещества соответственно, °С; c – удельная массовая теплоемкость вещества в соответствующем фазовом состоянии, если она его не меняет в интервале температур от 0°С до t , Дж/(кг·°С).

Формула (194) применяется, если при 0°С вещество находится в твердом состоянии, а при t – в газообразном. Формула (195) – если при 0°С вещество находится в жидком состоянии, а при t – в газообразном. Формула (196) служит для расчета i , если при 0°С и t вещество находится в одном и том же фазовом состоянии.

Примечания: 1. При расчетах по формулам (194), (195), (196) применяются среднеинтегральные для диапазона изменения температуры удельные теплоемкости.

2. В литературе в большинстве случаев ограничиваются сокращенными терминами: удельная энтальпия, теплоемкость и удельная теплота фазового перехода, подразумевая при этом удельную массовую энтальпию, удельную массовую теплоемкость и удельную массовую теплоту фазового перехода соответственно.

11.3. Составление уравнений тепловых балансов

11.3.1. Для стационарного процесса теплообмена между горячим и холодным теплоносителями справедливо выражение

$$Q_{\text{г}} = Q_{\text{х}} \pm Q_{\text{пот}}, \quad (197)$$

где $Q_{\text{г}}$ и $Q_{\text{х}}$ – расходы тепла, отдаваемого горячим и принимаемого холодным теплоносителями, соответственно, Вт; $Q_{\text{пот}}$ – расход тепла, обусловленный потерями его в окружающую среду, Вт.

Знак «+» перед $Q_{\text{пот}}$ в уравнении (197) проставляется, если поверхность объекта, в котором протекает теплообмен (в дальнейшем – теплообменника), граничащая с окружающей средой, имеет температуру выше температуры окружающей среды; знак «-» – если эта поверхность имеет температуру ниже температуры окружающей среды.

Уравнение теплового баланса может быть записано также как

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}} \pm Q_{\text{пот}}, \quad (198)$$

где $Q_{\text{прих}}$ – приход тепла в теплообменник, Вт; $Q_{\text{расх}}$ – расход тепла в теплообменнике, Вт.

Через удельные энтальпии теплоносителей $Q_{\text{г}}$, $Q_{\text{х}}$, $Q_{\text{прих}}$, $Q_{\text{расх}}$ вычисляются следующим образом:

$$Q_{\text{г}} = G_{\text{г}} \Delta i_{\text{г}} = G_{\text{г}} (i'_{\text{г}} - i''_{\text{г}}); \quad (199)$$

$$Q_{\text{х}} = G_{\text{х}} \Delta i_{\text{х}} = G_{\text{х}} (i''_{\text{х}} - i'_{\text{х}}); \quad (200)$$

$$Q_{\text{прих}} = G_{\text{г}} i'_{\text{г}} + G_{\text{х}} i'_{\text{х}}; \quad (201)$$

$$Q_{\text{расх}} = G_{\text{г}} i''_{\text{г}} + G_{\text{х}} i''_{\text{х}}, \quad (202)$$

где $G_{\text{г}}$ и $G_{\text{х}}$ – массовые расходы горячего и холодного теплоносителей соответственно, кг/с; $\Delta i_{\text{г}}$ и $\Delta i_{\text{х}}$ – изменения удельных энтальпий горячего и холодного теплоносителей соответственно, Дж/кг; $i'_{\text{г}}$ и $i''_{\text{г}}$ – удельные энтальпии горячего теплоносителя на входе и выходе из теплообменника соответственно, Дж/кг; $i'_{\text{х}}$ и $i''_{\text{х}}$ – удельные энтальпии холодного теплоносителя на входе и выходе из теплообменника соответственно, Дж/кг.

11.3.2. В уравнениях (199) и (200) изменения энтальпий с учетом изложенного в подпункте 11.2.5 настоящего пособия могут быть выражены через изменения температур, удельные теплоемкости и теплоты фазовых переходов. Если теплоноситель не меняет при теплообмене своего агрегатного состояния, то

$$Q_r = c_r G_r (t'_r - t''_r); \quad (203)$$

$$Q_x = c_x G_x (t''_x - t'_x), \quad (204)$$

где c_r и c_x – удельные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей соответственно, Дж/(кг·°С); t'_r, t''_r – температуры горячего теплоносителя на входе и выходе из теплообменника соответственно, °С; t'_x, t''_x – температуры холодного теплоносителя на входе и выходе из теплообменника соответственно, °С.

Если горячий или холодный теплоноситель совершают фазовый переход при постоянной температуре и давлении, то

$$Q_r = G_r r_r; \quad (205)$$

$$Q_x = G_x r_x, \quad (206)$$

где r_r и r_x – удельные теплоты фазовых переходов, совершаемых горячим и холодным теплоносителями, соответственно, Дж/кг.

При условии, что жидкий холодный теплоноситель поступает в теплообменник при температуре t'_x , °С, в нем подогревается и испаряется при постоянном давлении

$$Q_x = G_x [c_x (t_{Sx} - t'_x) + r_{x.исп}], \quad (207)$$

где c_x – удельная теплоемкость жидкого холодного теплоносителя, Дж/(кг·°С); t_{Sx} – температура насыщения (кипения) холодного теплоносителя при данном давлении, °С; $r_{x.исп}$ – удельная теплота испарения холодного теплоносителя при t_{Sx} , Дж/кг.

При конденсации горячего теплоносителя, представляющего собой насыщенный пар, без переохлаждения полученного конденсата

$$Q_r = G_r r_r (1 - x), \quad (208)$$

где x – массовая доля жидкости в исходном паре (влажность пара), кг/кг.

Для характеристики влажных паров используется также степень сухости пара ϕ , кг/кг,

$$\phi = 1 - x. \quad (209)$$

Если горячий теплоноситель – перегретый пар, подвергающийся охлаждению до температуры насыщения с последующими конденсацией и переохлаждением полученного конденсата, то

$$Q_r = G_r [c_n (t'_r - t_{Sr}) + r_r + c_k (t_{Sr} - t''_r)], \quad (210)$$

где c_n и c_k – удельные теплоемкости пара и конденсата соответственно, Дж/(кг·°С).

11.3.3. При составлении уравнений тепловых балансов для периодических процессов теплообмена расходы тепла в вышеприведенных уравнениях заменяются на количества тепла, выражаемые в Джоулях. При этом расходы теплоносителей заменяются на их количества (в килограммах), а места температур теплоносителей на входе и выходе из теплообменника занимают их температуры в начале и по окончании процесса соответственно.

12. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

12.1. Уравнение закона Фурье

12.1.1. При переносе тепла теплопроводностью количество передаваемого тепла dQ^* , Дж, определяется из уравнения закона Фурье:

$$dQ^* = -\lambda \frac{dt}{dn} dF d\tau, \quad (211)$$

где λ – коэффициент теплопроводности вещества (материала), Вт/(м·К) или Вт/(м·°C); $\frac{dt}{dn}$ – градиент температур, К/м или град/м; F – площадь поверхности, перпендикулярной $\frac{dt}{dn}$, м²; τ – время переноса тепла, с.

12.1.2. Для стационарного теплообмена уравнение (211) можно представить в виде

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dn} F, \quad (212)$$

где Q – тепловой поток, Вт.

Коэффициент теплопроводности λ зависит от природы вещества (материала), фазового состояния, температуры, а для газов – и от давления. При давлениях в диапазоне от 0,001 до 5 МПа теплопроводность газов в технических расчетах можно принимать постоянной. Значения λ определяются по справочным данным.

12.2. Уравнение теплопроводности плоской однослойной стенки

12.2.1. При стационарном переносе тепла через плоскую однослойную стенку тепловой поток Q , Вт, рассчитывают по формуле

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) F, \quad (213)$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·°C); δ – толщина стенки, м; t_1 и t_2 – температуры более и менее нагретой поверхностей стенки соответственно, °C.

12.2.2. Температура t_x , °C, в глубине стенки на расстоянии x , м, от более нагретой поверхности (расстояние x измеряется по нормали к поверхности) определяется по зависимости

$$t_x = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\delta} x. \quad (214)$$

12.3. Уравнение теплопроводности плоской многослойной стенки

При стационарном теплообмене через плоскую многослойную стенку, состоящую из n слоев, тепловой поток определяется как

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} F, \quad (215)$$

где t_1 – температура наружной поверхности наиболее нагретого слоя стенки, °С; t_{n+1} – температура наружной поверхности наименее нагретого слоя стенки, °С; δ_i – толщина i -того слоя стенки, м; λ_i – коэффициент теплопроводности материала i -того слоя стенки, Вт/(м·°С).

Для многослойной стенки температура холодной поверхности более нагретого i -того слоя равна температуре горячей поверхности соседнего менее нагретого с номером $i+1$ слоя.

Термическое сопротивление слоя r_i , (м²·°С)/Вт, равно

$$r_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}. \quad (216)$$

Величина, обратная термическому сопротивлению $\frac{1}{r_i}$, Вт/(м²·°С), называется термической (тепловой) проводимостью слоя. С учетом (216) зависимость (215) преобразуется в формулу

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n r_i} F. \quad (217)$$

При стационарном теплообмене теплопроводностью через плоскую стенку из условия, что тепловой поток через стенку в целом равен тепловому потоку через каждый из ее слоев, определяются температуры поверхностей контакта слоев.

12.4. Уравнение теплопроводности однослойной цилиндрической стенки

При стационарном теплообмене теплопроводностью через однослойную цилиндрическую стенку тепловой поток определяется из зависимости

$$Q = \frac{2\pi L\lambda(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})}{\ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{в}}}}, \quad (218)$$

где L – длина образующей цилиндрической стенки (длина трубы), м; λ – удельная теплопроводность материала стенки, Вт/(м·°С); $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{н}}$ – температуры внутренней и наружной поверхностей стенки, °С; $d_{\text{в}}$ и $d_{\text{н}}$ – внутренний и наружный диаметры стенки соответственно, м.

При этом плотность теплового потока через наружную поверхность стенки составит

$$q = \frac{2\lambda(t_B - t_H)}{d_H \ln \frac{d_H}{d_B}}. \quad (219)$$

12.5. Уравнение теплопроводности многослойной цилиндрической стенки

При стационарном теплообмене теплопроводностью через многослойную цилиндрическую стенку, состоящую из n слоев, тепловой поток равен

$$Q = \frac{2\pi L(t_{B1} - t_{Hn})}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{Hi}}{d_{Bi}} \right)}, \quad (220)$$

где t_{B1} – температура внутренней поверхности первого, внутреннего слоя стенки, °С; t_{Hn} – температура наружной поверхности последнего, наружного (с номером n) слоя стенки, °С; λ_i – удельная теплопроводность материала i -того слоя стенки, Вт/(м·°С); d_{Hi} и d_{Bi} – диаметры наружной и внутренней поверхностей стенки соответственно, м.

Очевидно, что при $i < n$ выполняется условие $d_{Hi} = d_{B(i+1)}$.

12.6. Упрощенный расчет теплового потока через цилиндрическую стенку

При переносе тепла теплопроводностью тепловой поток через однослойную цилиндрическую стенку при условии, что $\frac{d_H}{d_B} < 1,3$, а также через многослойную

при условии, что $\frac{d_{Hn}}{d_{B1}} < 1,3$, с достаточной точностью может быть рассчитан по уравнениям (213) и (215) для плоских однослойной и многослойной стенок. Здесь d_{Hn} – наружный диаметр наружного слоя стенки, м; d_{B1} – внутренний диаметр внутреннего слоя стенки, м. Толщины слоев:

– для однослойной стенки

$$\delta = \frac{d_H - d_B}{2}; \quad (221)$$

– для многослойной стенки

$$\delta_i = \frac{d_{Hi} - d_{Bi}}{2}. \quad (222)$$

Расчетной площадью поверхности F при упрощенном расчете теплового потока через цилиндрическую стенку является площадь поверхности, вычисленная по среднему диаметру:

– для однослойной стенки

$$F = \frac{\pi L(d_H + d_B)}{2}; \quad (223)$$

– для многослойной стенки

$$F = \frac{\pi L(d_{\text{ин}} + d_{\text{вл}})}{2}. \quad (224)$$

13. КОНВЕКТИВНЫЙ ПЕРЕНОС ТЕПЛОТЫ

13.1. Уравнение теплоотдачи

Перенос тепла от ядра потока теплоносителя к его границе (от границы к ядру потока) при конвективном теплообмене называют теплоотдачей. В поверхностных теплообменниках границей является обращенная к теплоносителю поверхность теплопередающей стенки. Интенсивность теплоотдачи определяется из уравнения закона охлаждения Ньютона – Рихмана (уравнения теплоотдачи). Для стационарного процесса оно имеет вид

$$Q = \alpha |(t - t_{\text{ст}})| F, \quad (225)$$

где Q – тепловой поток от ядра теплоносителя к стенке (или в обратном направлении), Вт; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С); t – средняя температура теплоносителя, °С; $t_{\text{ст}}$ – средняя температура поверхности стенки, °С; F – площадь поверхности стенки, м².

Коэффициент теплоотдачи зависит от большого количества параметров и факторов, поэтому его значение рассчитывают по эмпирическим или критериальным уравнениям.

В дальнейшем тексте подраздела 13 приведены только наиболее употребляемые в отечественной практике расчеты α положения, пояснения и уравнения для трех видов конвективного теплообмена: без изменения агрегатного состояния теплоносителя; при конденсации пара; при кипении жидкости.

13.2. Критерии теплового подобия

13.2.1. Критерий Нуссельта Nu

$$\text{Nu} = \frac{\alpha l}{\lambda}, \quad (226)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С); l – характерный размер объекта (канала, трубы и т. п.), в котором протекает теплоотдача, м; λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·°С).

Чаще всего при расчетах Nu в качестве l фигурирует эквивалентный диаметр $d_{\text{э}}$.

13.2.2. Критерий Пекле Pe

$$\text{Pe} = \frac{wl}{\alpha}, \quad (227)$$

где w – скорость теплоносителя, м/с; α – коэффициент температуропроводности теплоносителя, м²/с.

$$\alpha = \frac{\lambda}{c\rho}, \quad (228)$$

где c – удельная массовая теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·°С); ρ – плотность теплоносителя, кг/м³.

13.2.3. Критерий Прандтля Pr:

$$\text{Pr} = \frac{c\mu}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha}, \quad (229)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па·с; ν – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя, м²/с.

13.2.4. Критерий Пекле может быть выражен также

$$\text{Pe} = \text{PrRe}, \quad (230)$$

где Re – критерий Рейнольдса.

$$\text{Re} = \frac{wl\rho}{\mu}. \quad (231)$$

13.2.5. Критерий Грасгофа Gr

$$\text{Gr} = \frac{gl^3\beta_t\Delta t}{\nu^2}, \quad (232)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; β_t – коэффициент объемного температурного расширения теплоносителя, град⁻¹; Δt – модуль разности температур теплоносителя и его границы (поверхности стенки), °С.

13.2.6. В критериальных уравнениях для расчетов коэффициентов теплоотдачи Nu выражается как функция Pr, Re, Pe, Gr, геометрических симплексов и других параметров в различных их сочетаниях. При практических расчетах сначала вычисляют значения аргументов (Pr, Re и т. д.), а затем величину Nu, по которому находят α .

13.3. Теплоотдача в теплоносителях, не изменяющих в процессе теплообмена агрегатное состояние

13.3.1. При стационарном теплообмене в теплоносителях, не изменяющих в процессе нагревания или охлаждения свое агрегатное состояние, коэффициент α , как правило, рассчитывают по зависимостям, общий вид которых
$$\text{Nu} = f\left(\text{Re}, \text{Pr}, \text{Gr}, \text{Pe}, \dots, \Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right).$$
 В указанном случае: $\Gamma_1, \Gamma_2, \dots$ – геометрические симплексы объекта, в котором протекает теплообмен; $\text{Pr}_{\text{ст}}$ – число Прандтля для теплоносителя, рассчитанное при температуре стенки, учитывает изменение физических свойств теплоносителя в пограничном слое по сравнению со свойствами его в ядре. Значения Re, Pr, Gr, Pe обычно рассчитывают для температуры теплоносителя в его ядре (средней температуре). При теплообмене в турбулентном потоке ввиду малого влияния естественной конвекции в расчетные формулы не входит Gr. Для газов значение Pr очень мало зависит от температуры, поэтому при теплообмене

в них не учитывают $\frac{Pr}{Pr_{cr}}$. Выбор конкретной формулы для расчета α зависит от объекта, в котором движется теплоноситель (его обтекает) и режима движения.

13.3.2. При развитом турбулентном движении теплоносителя ($Re > 10\,000$) в прямой трубе (канале) расчет коэффициента теплоотдачи ведут по зависимости

$$Nu = 0,021\varepsilon_l Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0,25}, \quad (233)$$

где ε_l – коэффициент, учитывающий отношение длины трубы (канала) l , м, к ее эквивалентному диаметру d_3 , м.

Определяющим размером в Nu, Re при использовании формулы (233) является d_3 . При $\frac{l}{d_3} \geq 50$ коэффициент $\varepsilon_l = 1$. Для коротких труб ($\frac{l}{d_3} < 50$) ε_l определяют по справочным таблицам или по специальным формулам. Зависимость (233) может также применяться для расчета α в межтрубном (кольцевом) пространстве теплообменника «труба в трубе» и межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника при продольном омывании пучка труб потоком. Для кольцевого сечения

$$d_3 = D_B - d_H, \quad (234)$$

где D_B и d_H – внутренний диаметр внешней трубы и наружный диаметр внутренней трубы соответственно, м.

Для межтрубного пространства кожухотрубчатого теплообменника при продольном омывании труб

$$d_3 = \frac{D_K^2 - nd_H^2}{D_K + nd_H}, \quad (235)$$

где D_K – внутренний диаметр кожуха, м; n – общее количество труб в трубном пучке; d_H – наружный диаметр труб трубного пучка, м.

13.3.3. При ламинарном движении теплоносителя ($Re < 2300$) в прямых трубах и одновременном выполнении условия $(Gr Pr) < 8 \cdot 10^5$, $Pe \frac{d_3}{l} \geq 20$ и $\frac{\mu}{\mu_{cr}} \geq 6,7 \cdot 10^{-4}$ коэффициент теплоотдачи рассчитывают по зависимости

$$Nu = 1,55\varepsilon_l \left(Pe \frac{d_3}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_{cr}} \right)^{0,14}, \quad (236)$$

где μ_{cr} – динамическая вязкость теплоносителя при температуре стенки, Па·с.

В общем случае выбор расчетной формулы для определения α теплоносителя, движущегося в прямой трубе при $Re < 10\,000$, зависит от:

- 1) значения Re ;
- 2) величины $(GrPr)$;
- 3) величины $Pe \frac{d_3}{l}$;

- 4) расположения труб в пространстве (вертикальное или горизонтальное);
- 5) при вертикальном расположении труб:
 - а) от направления движения теплоносителя (вверх или вниз);
 - б) от того, нагревается теплоноситель или охлаждается.

Зависимости для расчетов α при $Re < 10\,000$ в достаточном объеме представлены в пособиях [1] и [2] на с. 153–156 и с. 128–130 соответственно. Следует обратить внимание, что определяющая температура теплоносителя $t, ^\circ\text{C}$, т. е. температура, по величине которой берутся значения его плотности, вязкости, удельной теплоемкости, коэффициента объемного температурного расширения, при использовании указанных зависимостей рассчитывается

$$t = 0,5(t_{\text{ст}} + t_{\text{сп}}), \quad (237)$$

где $t_{\text{ст}}$ – средняя температура поверхности стенки трубы, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{сп}}$ – средняя по поверхности теплообмена температура теплоносителя, $^\circ\text{C}$.

13.3.4. При поперечном обтекании потоком теплоносителя наружной поверхности гладких труб коридорных и шахматных пучков при $Re < 1000$ коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан из зависимости

$$Nu = 0,56\varepsilon_{\phi} Re^{0,5} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (238)$$

где ε_{ϕ} – коэффициент, учитывающий угол атаки потока, набегающего на пучок.

При угле атаки 90° (перпендикулярное направление движения потока относительно осей труб) $\varepsilon_{\phi} = 1$. При других углах атаки $\varepsilon_{\phi} < 1$.

При $Re > 1000$ и поперечном обтекании:

– коридорных пучков гладких труб

$$Nu = 0,22\varepsilon_{\phi} Re^{0,65} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}; \quad (239)$$

– шахматных пучков гладких труб

$$Nu = 0,4\varepsilon_{\phi} Re^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}. \quad (240)$$

В зависимостях (238)–(240) определяющим размером в числах Nu и Re является наружный диаметр труб. Расчетная скорость потока w , м/с, в межтрубном пространстве при определении Re

$$w = \frac{V}{S_c}, \quad (241)$$

где V – объемный расход теплоносителя в межтрубном пространстве, м³/с; S_c – площадь проходного сечения межтрубного пространства, м².

Для кожухотрубчатых теплообменников с сегментными перегородками в межтрубном пространстве принимают $\varepsilon_{\phi} = 0,6$.

13.3.5. В специальной литературе, справочниках, учебниках, пособиях содержатся зависимости и рекомендации для расчетов α при теплообмене в теплоноси-

телях, не изменяющих свое агрегатное состояние для случаев их свободной конвекции, стекания в виде пленок, перемешивания мешалками и т. д. При практических расчетах α для газов следует обратить внимание на то, что $\frac{Pr}{Pr_{cr}} \rightarrow 1$

и расчетные зависимости существенно упрощаются. Например, для воздуха и других двухатомных газов формула (233) принимает вид

$$Nu = 0,018\varepsilon_r Re^{0,8}. \quad (242)$$

13.4. Теплоотдача при конденсации пара

13.4.1. В производственных условиях наиболее характерной является пленочная конденсация насыщенного пара. При этом чаще всего в качестве охлаждающих поверхностей используются поверхности горизонтально или вертикально расположенных труб. Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара α , Вт/(м²·°С), в таких случаях, как правило, проводят по формулам, основанным на использовании модели Нуссельта. Согласно этой модели основное термическое сопротивление переносу тепла от пара к поверхности стенки сосредоточено в пленке образующегося в ходе процесса конденсата. Поэтому важнейшими параметрами, определяющими величину α , являются удельная теплопроводность конденсата λ_k , Вт/(м·°С), его плотность ρ_k , кг/м³, и динамическая вязкость μ_k , Па·с. При применении формул, основанных на модели Нуссельта, значения λ_k , ρ_k и μ_k берут при средней температуре его пленки $t_{пл}$, °С:

$$t_{пл} = \frac{t_S + t_{cr}}{2}, \quad (243)$$

или

$$t_{пл} = t_S - 0,5\Delta t_{cr}, \quad (244)$$

где t_S – температура насыщения (конденсации), °С; t_{cr} – температура поверхности стенки, на которой образуется конденсат, °С; Δt_{cr} – температурный напор в пограничном слое конденсирующегося пара, °С.

$$\Delta t_{cr} = t_S - t_{cr}. \quad (245)$$

13.4.2. При конденсации насыщенного пара на наружной поверхности одиночной горизонтальной трубы коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·°С),

$$\alpha = 1,288 \left(\frac{\lambda_k^3 \rho_k^2 r}{\mu_k d_n \Delta t_{cr}} \right)^{0,25}, \quad (246)$$

где r – удельная теплота конденсации пара при t_S , Дж/кг; d_n – наружный диаметр трубы, м.

13.4.3. При конденсации насыщенного пара на поверхности пучка горизонтальных труб коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пч}$, Вт/(м²·°С), рассчитывают по формуле

$$\alpha_{пч} = \varepsilon_{пч} \alpha, \quad (247)$$

где $\epsilon_{\text{пт}}$ – коэффициент, учитывающий среднее число рядов труб по вертикали в трубном пучке; α – коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по формуле (246), Вт/(м²·°С).

Значения коэффициента $\epsilon_{\text{пт}}$ для различных типов трубных пучков представлены в табл. 1.

Таблица 1
Значения $\epsilon_{\text{пт}}$ в зависимости от числа рядов труб по вертикали n_p в трубном пучке

Расположение труб в пучке	Число рядов труб по вертикали n_p в трубном пучке						
	3	6	9	12	15	18	≥ 21
Шахматное	0,91	0,74	0,68	0,64	0,60	0,57	0,55
Коридорное	0,80	0,66	0,57	0,52	0,49	0,47	0,45

Приближенно можно принимать, что $n_p = \sqrt{n}$, где n – общее число труб в трубном пучке.

13.4.4. При конденсации на наружной и внутренней поверхностях одиночной вертикальной трубы, а также пучка вертикальных труб и других вертикальных поверхностей коэффициент теплоотдачи α_v , Вт/(м²·°С), рассчитывают по формуле

$$\alpha_v = 2 \left(\frac{\lambda_k^3 \rho_k^2 r}{\mu_k H \Delta t_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (248)$$

где H – высота вертикальной трубы (поверхности), м.

В справочниках, учебниках, пособиях и специальной литературе содержатся и иные формулы для расчетов коэффициентов теплоотдачи, в т. ч. для конденсации внутри горизонтальных труб, змеевиков и других устройств, учитывающие наличие в паре неконденсирующихся газов, а также частные для конденсации водяного пара.

13.5. Теплоотдача при кипении жидкости

13.5.1. Кипение жидкости – ее парообразование при температуре насыщения (кипения). В промышленных условиях в наибольшей мере используется пузырьковый режим кипения. В частности, для воды в условиях ее свободной конвекции и вынужденного движения (в последнем случае при сравнительно небольших скоростях жидкости) пузырьковый режим наблюдается, если температурный напор в пограничном слое $\Delta T_{\text{ст}}$ превышает 5–7 К. Здесь

$$\Delta T_{\text{ст}} = T_{\text{ст}} - T_s, \quad (249)$$

где $T_{\text{ст}}$ – температура нагретой поверхности, в контакте с которой находится жидкость, К; T_s – температура насыщения (кипения) жидкости, К.

При меньших значениях $\Delta T_{\text{ст}}$ наблюдается поверхностное кипение жидкости (кипение ее со свободной поверхности). Для таких случаев коэффициент теплоотдачи рассчитывают как для нагрева жидкости, не изменяющей агрегатного состояния, в условиях свободной конвекции или вынужденного движения.

При плотности теплового потока, превышающей критическую $q_{кр}$, Вт/м², пузырьковое кипение прекращается и наступает пленочный режим кипения. Величина $q_{кр}$ рассчитывается по специальным зависимостям. Как правило, пленочный режим возникает, если температурный напор в пограничном слое превышает 50–70 К.

13.5.2. Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·К), при кипении жидкости в большом объеме и в трубах при вынужденном движении, можно вычислить по формуле

$$\alpha = \left[0,075 + 0,75 \left(\frac{\rho_{п}}{\rho_{ж} - \rho_{п}} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\lambda_{ж}^2 \rho_{ж}}{\mu_{ж} \sigma T_S} \right)^{\frac{1}{3}} q^{\frac{2}{3}}, \quad (250)$$

где $\rho_{п}$ и $\rho_{ж}$ – плотности пара и жидкости соответственно, кг/м³; $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К); $\mu_{ж}$ – динамическая вязкость жидкости, Па·с; σ – поверхностное натяжение жидкости, Дж/м²; q – плотность теплового потока, Вт/м².

Для кипящей жидкости q рассчитывается как

$$q = \alpha \Delta T_{ст}. \quad (251)$$

С учетом (251) формула (250) может быть приведена к виду

$$\alpha = \left[0,075 + 0,75 \left(\frac{\rho_{п}}{\rho_{ж} - \rho_{п}} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^3 \frac{\lambda_{ж}^2 \rho_{ж}}{\mu_{ж} \sigma T_S} \Delta T_{ст}^2. \quad (252)$$

13.5.3. При кипении жидкости внутри труб большая точность расчетного значения коэффициента теплоотдачи достигается по сравнению с зависимостью (250) при применении формулы

$$\alpha = 780 \frac{\lambda_{ж}^{1,3} \rho_{ж}^{0,5} \rho_{п}^{0,06} q^{0,6}}{\sigma^{0,5} r^{0,6} \rho_{п0}^{0,66} c_{ж}^{0,3} \mu_{ж}^{0,3}}, \quad (253)$$

где r – удельная теплота парообразования, Дж/кг; $\rho_{п0}$ – плотность пара жидкости при температуре кипения T_{S0} , К, при нормальном атмосферном давлении, кг/м³; $c_{ж}$ – удельная массовая теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К).

Плотности пара (см. формулы (10) и (13) в пункте 1.2 настоящего пособия) рассчитываются следующим образом:

$$\rho_{п0} = \frac{M}{22,4} \frac{T_0}{T_{S0}}; \quad (254)$$

$$\rho_{п} = \frac{M}{22,4} \frac{T_0}{T_S} \frac{P}{P_0}, \quad (255)$$

где M – молярная масса пара (жидкости), кг/кмоль; P – давление над кипящей жидкостью, Па.

С учетом (251) формула (253) приводится к виду

$$\alpha = 1,70 \cdot 10^7 \frac{\lambda_{ж}^{3,25} \rho_{ж}^{1,25} \rho_{п}^{0,15}}{\sigma^{1,25} r^{1,5} \rho_{п0}^{1,65} c_{ж}^{0,75} \mu_{ж}^{0,75}} \Delta T_{ст}^{1,5}. \quad (256)$$

В формулы (250), (252), (253) и (256) значения $\rho_{ж}$, $\lambda_{ж}$, σ , r , $c_{ж}$ подставляются соответствующими температуре T_s .

14. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

14.1. Основное уравнение теплопередачи

Тепловой поток Q , Вт, в поверхностном теплообменнике при стационарном теплообмене рассчитывают по основному уравнению теплопередачи:

$$Q = KF\Delta t_{cp}, \quad (257)$$

где K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С); F – поверхность теплопередачи, м²; Δt_{cp} – средняя разность температур горячего и холодного теплоносителей, °С.

14.2. Взаимосвязь коэффициента теплопередачи с коэффициентами теплоотдачи

При известных значениях коэффициентов теплоотдачи горячего и холодного теплоносителей α_r и α_x , Вт/(м²·°С), соответственно, разделенных плоской теплопередающей стенкой толщиной $\delta_{ст}$, м, при стационарном теплообмене коэффициент теплопередачи рассчитывают по уравнению

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + r_{з.г} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_{з.х} + \frac{1}{\alpha_x}}, \quad (258)$$

где $r_{з.г}$ и $r_{з.х}$ – термические сопротивления загрязнений поверхностей стенки со стороны горячего и холодного теплоносителей соответственно, (м²·°С)/Вт; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·°С).

При использовании уравнения (258) с достаточной точностью рассчитывается значение K при теплопередаче через цилиндрическую стенку, если $\delta_{ст} < 0,15d_{вн}$, где $d_{вн}$ – внутренний диаметр цилиндрической стенки (трубы), м. При этом

$$\delta_{ст} = \frac{d_{н} - d_{вн}}{2}, \quad (259)$$

где $d_{н}$ – наружный диаметр стенки (трубы), м.

Поверхность теплопередачи при использовании в (257) значения K для цилиндрической стенки, рассчитанного по упрощенной методике (уравнение (258)), определяется для среднего диаметра этой стенки:

$$F = \pi L \frac{d_{н} + d_{вн}}{2}, \quad (260)$$

где L – длина стенки (трубы), м.

Значения термических сопротивлений загрязнений поверхностей стенки в основном зависят от природы теплоносителя и его качества (чистоты). Величины тепловых проводимостей загрязнений, возникающих на теплообменных поверхностях при контакте их с различными теплоносителями, приведены в справочном приложении настоящего пособия. Тепловая проводимость – величина, обратная термическому сопротивлению, т. е. $\frac{1}{R}$, Вт/(м²·°C). Если величину $\frac{1}{K}$ характеризовать как

общее термическое сопротивление процессу теплопередачи R , (м²·°C)/Вт, а $\frac{1}{\alpha_r}$ и $\frac{1}{\alpha_x}$ –

как термические сопротивления теплоотдаче в горячем и холодном теплоносителях r_r и r_x , (м²·°C)/Вт, соответственно, то уравнение (258) можно представить в виде

$$R = r_r + r_{z.r} + r_{ct} + r_{z.x} + r_x, \quad (261)$$

где $r_{ct} = \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}}$ – термическое сопротивление теплопередающей стенки, (м²·°C)/Вт.

Для цилиндрической стенки (толстостенной трубы) уравнение взаимосвязи коэффициента теплопередачи K , Вт/(м²·°C), отнесенного к 1 м² наружной поверхности стенки, с коэффициентами теплоотдачи теплоносителей, находящимися с наружной и внутренней стороны стенки, α_n и $\alpha_{вн}$, Вт/(м²·°C), соответственно, имеет вид

$$K = \frac{1}{\frac{d_n}{\alpha_{вн} d_{вн}} + \frac{r_{z.вн} d_n}{d_{вн}} + \frac{d_n}{2\lambda_{ct}} \ln \frac{d_n}{d_{вн}} + r_{z.n} + \frac{1}{\alpha_n}}, \quad (262)$$

где d_n и $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметры стенки соответственно, м; $r_{z.вн}$ и $r_{z.n}$ – термические сопротивления загрязнений на внутренней и наружной поверхностях стенки соответственно, (м²·°C)/Вт; λ_{ct} – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·°C).

14.3. Расчет средней движущей силы теплопередачи

14.3.1. В случае, если вдоль всей поверхности теплопередачи температуры горячего и холодного теплоносителей t_r и t_x , °C, постоянны (например: горячий теплоноситель – насыщенный пар, конденсирующийся при постоянном давлении; холодный теплоноситель – жидкость, поступающая в теплообменник при температуре насыщения и кипящая в нем при постоянном давлении), то

$$\Delta t_{cp} = t_r - t_x. \quad (263)$$

14.3.2. При прямотоке или противотоке теплоносителей, изменяющих свою температуру в процессе теплообмена и при этом не изменяющих фазового состояния, а также в случае, когда только один теплоноситель вдоль поверхности теплообмена имеет постоянную температуру, при определении Δt_{cp} сначала рассчитывают разности температур теплоносителей на концах теплообменника $\Delta t'$ и $\Delta t''$, °C.

В нашем случае $\Delta t'$ – разность температур теплоносителей на входе горячего теплоносителя; $\Delta t''$ – разность температур теплоносителей на выходе горячего теплоносителя. Для прямотока:

$$\Delta t' = t'_r - t'_x; \quad (264)$$

$$\Delta t'' = t''_r - t''_x, \quad (265)$$

а для противотока:

$$\Delta t' = t'_r - t''_x; \quad (266)$$

$$\Delta t'' = t''_r - t'_x, \quad (267)$$

где t'_r и t'_x – температуры горячего теплоносителя на входе и выходе его из теплообменника, °С; t''_x и t''_r – температуры холодного теплоносителя на входе и выходе его из теплообменника, °С.

В общем случае средняя разность температур

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}. \quad (268)$$

Если величина $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 2$, где Δt_6 и Δt_m – большая и меньшая разности температур из $\Delta t'$ и $\Delta t''$, то средняя разность температур рассчитывается по упрощенной формуле:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}. \quad (269)$$

14.3.3. При изменении температур обоих теплоносителей вдоль поверхности теплообмена и перекрестной или смешанной схеме их движения средняя разность температур рассчитывается по формуле

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_{cp, \log} \varepsilon_t, \quad (270)$$

где $\Delta t_{cp, \log}$ – средняя логарифмическая разность температур теплоносителей, °С; ε_t – поправочный коэффициент.

Значение $\Delta t_{cp, \log}$ вычисляют по формуле (268), приняв при тех же начальных и конечных температурах теплоносителей противоточную схему их движения. Величину ε_t определяют (рассчитывают) по специальным графическим и аналитическим зависимостям, учитывающим конкретную схему движения теплоносителей и их концевые, начальные и конечные температуры (см. [1], с. 560; [2], с. 476; справочники [14–17], [9], [10, 11], [18–20]). Для теплообменников с четным числом ходов в трубном пространстве и одним ходом в межтрубном средняя разность температур

$$\Delta t_{cp} = \frac{A}{\ln \frac{\Delta t' + \Delta t'' + A}{\Delta t' + \Delta t'' - A}}, \quad (271)$$

где A – коэффициент, °С.

В данном случае $\Delta t'$ и $\Delta t''$ вычисляют по формулам (266) и (267) при тех же конечных температурах теплоносителей, что и в расчетном теплообменнике.

При вычислении A используют следующие формулы:

$$A = \sqrt{(\delta t_r^2 + \delta t_x^2)}; \quad (272)$$

$$\delta t_r = t_r' - t_r''; \quad (273)$$

$$\delta t_x = t_x'' - t_x'. \quad (274)$$

Обозначения в формулах (272)–(274) соответствуют обозначениям в (264)–(267).

14.4. Расчетные температуры теплоносителей

При теплопередаче расчетными температурами теплоносителей являются их средние температуры. Для теплоносителя, температура которого в процессе теплообмена изменяется в меньшей мере, средняя температура t , °С

$$t = 0,5(t' + t''), \quad (275)$$

где t' и t'' – температуры этого теплоносителя на входе и выходе из теплообменника, °С.

Если теплоноситель, меняющий меньше свою температуру, является горячим, то средняя температура холодного теплоносителя t_x , °С,

$$t_x = t_r - \Delta t_{cp}, \quad (276)$$

где t_r – средняя температура горячего теплоносителя, вычисленная по формуле (275), °С.

Если холодный теплоноситель изменяет свою температуру меньше, чем горячий, то средняя температура горячего теплоносителя t_r , °С,

$$t_r = t_x + \Delta t_{cp}, \quad (277)$$

где t_x – средняя температура холодного теплоносителя, вычисленная по формуле (275), °С.

14.5. Итерационный метод расчета коэффициента теплопередачи

Итерационный метод расчета коэффициента теплопередачи (метод последовательных приближений) используется на стадии поверочного расчета теплообменника для точного определения значения K .

Как показано в пункте 14.2 настоящего подраздела $K = f(\alpha_r, \alpha_x)$. В свою очередь $\alpha_r = f(t_{ст.г}, \dots)$, а $\alpha_x = f(t_{ст.х}, \dots)$, как показано в подразделе 13 данного пособия. Для стационарного теплообмена система уравнений для расчета K решается при выполнении условий $q_r = q_{ст} = q_x$ и $t_r > t_{ст.г} > t_{ст.х} > t_x$. Здесь $q_r, q_{ст}, q_x$ – плотности тепловых потоков от горячего теплоносителя к теплопередающей стенке, через стенку, от стенки к холодному теплоносителю, Вт/м²; t_r и t_x определяются в соответствии с пунктом 14.4 настоящего подраздела; $t_{ст.г}$ и $t_{ст.х}$ – температуры поверхностей стенки со стороны горячего и холодного теплоносителей соответственно, °С.

Последовательность расчетов при применении итерационного метода изложена ниже на примере расчета от горячего теплоносителя.

14.5.1. Задаются значением $t_{\text{ст.г}}$ из условия $t_{\text{г}} > t_{\text{ст.г}} > t_{\text{х}}$.

14.5.2. Рассчитывают коэффициент теплоотдачи со стороны горячего теплоносителя $\alpha_{\text{г}}$ в зависимости от характера теплоотдачи, учитывая при необходимости режим движения этого теплоносителя, характеристики объекта (теплообменника), $t_{\text{ст.г}}$ и другие факторы.

14.5.3. Рассчитывают плотность теплового потока со стороны горячего теплоносителя:

$$q_{\text{г}} = \alpha_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{ст.г}}). \quad (278)$$

14.5.4. Из условия, что $q_{\text{г}} = q_{\text{ст}}$, рассчитывают температуру поверхности стенки со стороны холодного теплоносителя:

$$t_{\text{ст.х}} = t_{\text{г}} - q_{\text{г}} \left(r_{\text{з.г}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{з.х}} \right). \quad (279)$$

14.5.5. Рассчитывают коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю $\alpha_{\text{х}}$, учитывая, подобно расчетам $\alpha_{\text{г}}$, различные факторы, параметры и при необходимости $t_{\text{ст.х}}$.

14.5.6. Рассчитывают плотность теплового потока от стенки к холодному теплоносителю:

$$q_{\text{х}} = \alpha_{\text{х}} (t_{\text{ст.х}} - t_{\text{х}}). \quad (280)$$

14.5.7. Вычисляют отклонение рассчитанных значений $q_{\text{г}}$ и $q_{\text{х}}$ по формуле

$$\varepsilon_q = \frac{|q_{\text{г}} - q_{\text{х}}|}{q_{\text{min}}}, \quad (281)$$

где q_{min} – меньшее из значений $q_{\text{г}}$ и $q_{\text{х}}$, Вт/м².

14.5.8. Если $\varepsilon_q \leq 0,05$ (при ручных расчетах), то проведенные расчеты считаются достаточно точными и коэффициент теплопередачи рассчитывают по формуле (258) либо следующим образом:

$$K = \frac{q_{\text{г}} + q_{\text{х}}}{2\Delta t_{\text{cp}}}. \quad (282)$$

Если же $\varepsilon_q > 0,05$, то возвращаются в начало расчета, задавшись согласно подпункту 14.5.1 новым значением $t_{\text{ст.г}}$ и расчеты по подпунктам 14.5.2–14.5.7 повторяют. Циклические расчеты такого рода повторяются до достижения требуемой по подпункту 14.5.8 сходимости значений $q_{\text{г}}$ и $q_{\text{х}}$.

Трудоемкость выполняемых расчетов может быть значительно уменьшена при применении графоаналитического метода (см. примеры на с. 213–245 и с. 193–224 пособий [1] и [2] соответственно, описание метода на с. 342, 343 в учебнике [21]).

15. ВЫПАРИВАНИЕ

15.1. Материальный баланс процесса выпаривания

15.1.1. Для выпарного аппарата (однокорпусной выпарной установки) непрерывного действия уравнения материального баланса имеют вид

$$G_{\text{н}} = G_{\text{к}} + W; \quad (283)$$

$$G_{\text{н}}x_{\text{н}} = G_{\text{к}}x_{\text{к}}, \quad (284)$$

где $G_{\text{н}}$ и $G_{\text{к}}$ – массовые расходы исходного и упаренного растворов соответственно, кг/с; W – массовый расход вторичного пара (испаренного растворителя), кг/с; $x_{\text{н}}$ и $x_{\text{к}}$ – массовые доли растворенного вещества в исходном и упаренном растворах соответственно, кг/кг.

Уравнения (283) и (284) применимы и для расчета материального баланса выпарных аппаратов периодического действия. В таком случае $G_{\text{н}}$, $G_{\text{к}}$ и W – массы исходного и упаренного растворов и вторичного пара соответственно, кг.

15.1.2. Уравнения (283) и (284) справедливы для описания материального баланса многокорпусных выпарных установок при условии, что $G_{\text{н}}$, $G_{\text{к}}$ и W – массовые расходы исходного и упаренного растворов и вторичного пара соответственно для установки в целом. Для многокорпусной выпарной установки, состоящей из n корпусов:

$$W = \sum_{i=1}^n W_i, \quad (285)$$

где W_i – расход вторичного пара, получаемого в результате выпаривания в i -том корпусе, кг/с.

Для многокорпусных прямоточных и противоточных выпарных установок выполняется условие $x_{\text{ки}} = x_{\text{н}(i+1)}$, где $x_{\text{ки}}$ и $x_{\text{н}(i+1)}$ – массовые доли растворенного вещества в упаренном растворе, покидающем i -тый корпус, и исходном растворе, поступающем в корпус с номером $i+1$, соответственно, кг/кг. При этом уравнения материального баланса для отдельных корпусов установки записываются так:

$$G_{\text{ки}} = G_{\text{н}(i+1)} = G_{\text{ни}} - W_i; \quad (286)$$

$$W_i = G_{\text{ни}} \left(1 - \frac{x_{\text{ни}}}{x_{\text{ки}}} \right), \quad (287)$$

где $G_{\text{ки}}$, $G_{\text{н}(i+1)}$, $G_{\text{ни}}$ – массовые расходы упаренного раствора на выходе из i -того корпуса и исходных растворов на входе в корпуса с номерами $i+1$ и i соответственно, кг/с.

Для многокорпусных выпарных установок с параллельным питанием корпусов (перекрестноточных) $x_{\text{ни}} = x_{\text{н}}$, $x_{\text{ки}} = x_{\text{к}}$, поэтому при равной производительности выпарных аппаратов

$$W_i = \frac{W}{n}. \quad (288)$$

15.2. Температура кипения раствора при выпаривании

15.2.1. В общем случае температура кипения раствора при выпаривании $t_{\text{кип}}$, °С, рассчитывается по формуле

$$t_{\text{кип}} = t_{\text{конд}} + \Delta' + \Delta'' + \Delta''', \quad (289)$$

где $t_{\text{конд}}$ – температура насыщения (конденсации) вторичного пара в зоне его конденсации, °С; Δ' , Δ'' , Δ''' – физико-химическая (концентрационная), гидростатическая и гидравлическая температурные депрессии соответственно, °С.

Депрессии, возникающие при выпаривании, называют также температурными потерями.

15.2.2. Расчет $t_{\text{кип}}$ начинают с определения $t_{\text{конд}}$.

Зоной конденсации вторичного пара в однокорпусных выпарных установках, а также вторичного пара, полученного в последнем корпусе многокорпусной прямоточной выпарной установки, является конденсатор. В таком случае значение $t_{\text{конд}}$ определяется в соответствии с природой пара по величине давления в конденсаторе $P_{\text{конд}}$, Па. Для вторичного пара, полученного в i -том аппарате прямоточной многокорпусной выпарной установки (за исключением полученного в последнем аппарате с номером n), температура $t_{\text{конд}i}$, °С, определяется в зависимости от давления, при котором этот пар конденсируется как греющий в соседнем аппарате с номером $i+1$.

15.2.3. Вторым этапом при расчетах $t_{\text{кип}}$ является определение гидравлической депрессии Δ''' – разности температур вторичного пара над поверхностью кипящего раствора t_W , °С, и $t_{\text{конд}}$, т. е.

$$\Delta''' = t_W - t_{\text{конд}}. \quad (290)$$

Для этого определяют давление над поверхностью кипящего раствора в аппарате P_W , Па, по формуле

$$P_W = P_{\text{конд}} + \Delta P_W, \quad (291)$$

где ΔP_W – потери давления, возникающие при движении вторичного пара от поверхности кипящего раствора через сепаратор выпарного аппарата и паропровод в зону конденсации, Па.

На практике расчет ΔP_W осуществляют чрезвычайно редко. При этом задаются значением Δ''' в пределах от 0,5 до 2°С (меньшие значения принимают, если $P_{\text{конд}}$ выше атмосферного; большие – если $P_{\text{конд}}$ ниже атмосферного). Затем по формуле (290) вычисляют t_W , по значению которого определяют P_W .

15.2.4. Третьим этапом при расчетах $t_{\text{кип}}$ является определение гидростатической депрессии Δ'' – разности температур кипения раствора в глубине его (точнее, в глубине парожидкостной смеси) и на поверхности. На практике определяют среднее значение Δ'' , т. е. его величину для среднего по высоте слоя парожидкостной смеси. При этом Δ'' рассчитывают следующим образом:

$$\Delta'' = t_{\text{cp}} - t_W, \quad (292)$$

где t_{cp} – температура кипения растворителя при давлении в среднем слое парожидкостной смеси, °С.

Давление в среднем слое парожидкостной смеси P_{cp} , Па, рассчитывают по формуле

$$P_{\text{cp}} = P_W + 0,5\rho_{\text{пж}}gH, \quad (293)$$

где $\rho_{\text{пж}}$ – плотность парожидкостной смеси, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; H – высота зоны нагрева раствора в выпарном аппарате (для трубчатых вертикальных аппаратов – высота труб), м.

$$\rho_{\text{пж}} = \rho_p(1 - \beta), \quad (294)$$

где ρ_p – плотность кипящего раствора, кг/м³; β – среднее объемное паросодержание кипящего раствора, м³/м³.

На практике чаще всего принимают приближенно $\beta = 0,5 \text{ м}^3/\text{м}^3$, тогда из (293) и (294) следует, что

$$P_{\text{cp}} \approx P_W + 0,25\rho_p gH. \quad (295)$$

Средний по всему объему состав раствора в аппаратах с циркуляцией, для которых ведется расчет P_{cp} , близок к составу упаренного раствора. Поэтому при расчетах по формуле (295) используется плотность раствора с массовой долей растворенного вещества x_k . Расчетной температурой раствора при этом приближенно принимают t_W .

Внимание! Расчет гидростатической депрессии проводится только для выпарных аппаратов с кипением раствора в зоне нагрева.

15.2.5. Четвертым этапом при расчетах $t_{\text{кип}}$ (при отсутствии гидростатической депрессии – третьим) является определение физико-химической депрессии Δ' – разности температур кипения раствора заданного состава и растворителя, входящего в состав этого раствора, при одинаковом давлении. Величина Δ' зависит от природы растворителя, растворенного вещества, массовой доли растворенного вещества в растворе и давления. В большинстве случаев в литературе приводится значение физико-химической депрессии для растворов при атмосферном давлении $\Delta'_{\text{атм}}$, °С. Величина $\Delta'_{\text{атм}}$ вычисляется

$$\Delta'_{\text{атм}} = t_{\text{крп}}^a - t_{\text{крл}}^a, \quad (296)$$

где $t_{\text{крп}}^a$ и $t_{\text{крл}}^a$ – температуры кипения раствора и растворителя при атмосферном давлении соответственно, °С.

В справочной литературе часто приведены значения не $\Delta'_{\text{атм}}$, а $t_{\text{крп}}^a$ для растворов определенных составов. Тогда значение $\Delta'_{\text{атм}}$ рассчитывают по формуле (296).

При известном значении $\Delta'_{\text{атм}}$ физико-химическую депрессию для данного раствора при другом давлении P можно рассчитать, используя формулу Тищенко:

$$\Delta' = 16,2\Delta'_{\text{атм}} \frac{(t + 273)^2}{r}, \quad (297)$$

где t – температура кипения чистого растворителя при давлении P , °С; r – удельная массовая теплота парообразования растворителя при его кипении при давлении P , Дж/кг.

Расчетным давлением P при использовании формулы (297) является:

- 1) давление $P_{\text{ср}}$ для аппаратов с кипением раствора в зоне нагрева;
- 2) давление P_W для аппаратов с вынесенной зоной кипения.

При расчетах Δ' в аппаратах с циркуляцией определяющим является состав упаренного раствора, т. е. раствора с массовой долей растворенного вещества $x_{\text{к}}$.

Для пленочных аппаратов рассчитывают значения физико-химической депрессии для раствора на входе и выходе из аппарата $\Delta'_\text{н}$ и $\Delta'_\text{к}$, °С, соответственно. При этом $\Delta'_\text{н}$ является функцией $x_\text{н}$, а $\Delta'_\text{к}$ – функцией $x_\text{к}$. Для указанных аппаратов при необходимости вычисляют среднее значение физико-химической депрессии $\Delta'_{\text{ср}}$, °С,

$$\Delta'_{\text{ср}} = 0,5(\Delta'_\text{н} + \Delta'_\text{к}). \quad (298)$$

Приблизленно $\Delta'_{\text{ср}}$ может быть вычислена как функция $x_{\text{ср}} = 0,5(x_\text{н} + x_\text{к})$.

15.2.6. На заключительном этапе $t_{\text{кип}}$ рассчитывают по формуле (289) с учетом указаний и допущений, приведенных выше в подпунктах 15.2.2–15.2.5 настоящего подраздела.

15.3 Тепловой баланс выпарного аппарата

15.3.1. Расход тепла на выпаривание в аппарате непрерывного действия Q , Вт, определяют по уравнению

$$Q = G_\text{н} c_\text{н} (t_\text{к} - t_\text{н}) + W(i''_\text{в} - c_\text{в} t_\text{к}) + Q_{\text{пот}} \pm Q_{\text{конц}}, \quad (299)$$

где $c_\text{н}$ – удельная теплоемкость исходного раствора, Дж/(кг·°С); $t_\text{н}$ – температура исходного раствора на входе его в аппарат, °С; $t_\text{к}$ – температура упаренного раствора на выходе его из аппарата, °С; $i''_\text{в}$ – удельная энтальпия вторичного пара при давлении P_W , Дж/кг; $c_\text{в}$ – удельная теплоемкость растворителя (как правило, воды) при $t_\text{к}$, Дж/(кг·°С); $Q_{\text{пот}}$ – расход тепла в виде потерь его в окружающую среду, Вт; $Q_{\text{конц}}$ – расход тепла на концентрирование раствора, Вт.

15.3.2. Для разбавленных водных растворов (при $x_\text{н} < 0,2$ кг/кг) удельную теплоемкость можно приближенно рассчитать по формуле

$$c_\text{н} = 4190(1 - x_\text{н}). \quad (300)$$

Для растворов с $x_\text{н} \geq 0,2$ кг/кг расчет удельной теплоемкости ведут по формуле (193).

15.3.3. Величина $t_\text{к}$ для аппарата с кипением в зоне нагрева вычисляется как

$$t_\text{к} = t_{\text{кип}} - \Delta''. \quad (301)$$

Для аппарата с вынесенной зоной кипения $t_k = t_{\text{кип}}$. Для пленочного выпарного аппарата значение t_k соответствует температуре кипения упаренного раствора в нем, т. е. при x_k .

15.3.4. Из уравнения (299) расходы тепла на подогрев раствора и испарение растворителя $Q_{\text{под}}$ и $Q_{\text{исп}}$, Вт, соответственно, следующее:

$$Q_{\text{под}} = G_H c_H (t_k - t_H); \quad (302)$$

$$Q_{\text{исп}} = W (i_W'' - c_B t_k). \quad (303)$$

Внимание! Значение t_k в уравнения (299) и (303) следует подставлять только в градусах Цельсия.

Приближенно

$$Q_{\text{исп}} = W r_W, \quad (304)$$

где r_W – удельная теплота парообразования растворителя при давлении P_W , Дж/кг.

Значительными могут быть отклонения величин, рассчитанных по уравнениям (303) и (304), при высоких величинах Δ' для пленочных аппаратов и аппаратов с кипением раствора в зоне нагрева.

15.3.5. При расчетах величину $Q_{\text{пот}}$ обычно принимают в размере от 3 до 5% от суммы $Q_{\text{под}} + Q_{\text{исп}}$.

15.3.6. Значение $Q_{\text{конц}}$ существенно и учитывается при расчетах теплового баланса, если удельная массовая теплота концентрирования вещества велика и в выпарном аппарате происходит значительное (как правило, в несколько раз) увеличение x_k по сравнению с x_H .

15.3.7. Расход греющего пара на выпаривание D , кг/с, рассчитывают по формуле

$$D = \frac{Q}{i_{\text{гп}}'' - i_{\text{гп}}'}, \quad (305)$$

где $i_{\text{гп}}''$ и $i_{\text{гп}}'$ – удельные энтальпии греющего пара и его конденсата соответственно, Дж/кг.

Уравнение (305) может быть представлено в следующем виде:

$$D = \frac{Q}{r_{\text{гп}} (1 - x_{\text{гп}})}, \quad (306)$$

где $r_{\text{гп}}$ – удельная теплота конденсации греющего пара, Дж/кг; $x_{\text{гп}}$ – влажность греющего пара, кг/кг.

15.3.8. Удельный расход греющего пара на выпаривание водных растворов d , кг/кг, характеризует энергетическую эффективность процесса и вычисляется следующим образом:

$$d = \frac{D}{W}. \quad (307)$$

15.4. Движущая сила процесса выпаривания

Движущую силу теплообмена при выпаривании называют полезной разностью температур $\Delta t_{\text{пол}}$, °С. Для выпарных аппаратов с кипением раствора в зоне нагрева

$$\Delta t_{\text{пол}} = t_{\text{гп}} - t_{\text{кип}}, \quad (308)$$

где $t_{\text{гп}}$ – температура греющего пара, °С;

Для пленочных выпарных аппаратов $t_{\text{кип}}$ в формуле (308) – средняя температура кипения, т. е. при средней величине $\Delta'_{\text{ср}}$ (см. подпункт 15.2.5).

Для выпарных аппаратов с вынесенной зоной кипения

$$\Delta t_{\text{пол}} = t_{\text{гп}} - (t_{\text{кип}} + 0,5\Delta t_{\text{пер}}), \quad (309)$$

где $\Delta t_{\text{пер}}$ – температура перегрева раствора в греющей камере аппарата, °С.

Значение $\Delta t_{\text{пер}}$ рассчитывают по специальным методикам в зависимости от теплового потока в греющей камере выпарного аппарата и скорости циркуляции [22, 23, 24].

Общая разность температур $\Delta t_{\text{общ}}$, °С, связана с $\Delta t_{\text{пол}}$ зависимостью

$$\Delta t_{\text{общ}} = \Delta t_{\text{пол}} + \sum \Delta, \quad (310)$$

где $\sum \Delta$ – сумма депрессий (физико-химической, гидростатической и гидравлической), °С.

Также

$$\Delta t_{\text{общ}} = t_{\text{гп}} - t_{\text{конд}}. \quad (311)$$

Для многокорпусной выпарной установки общая полезная разность температур $\Delta t_{\text{пол}\Sigma}$, °С, вычисляется по формуле

$$\Delta t_{\text{пол}\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta t_{\text{пол}i}, \quad (312)$$

где $\Delta t_{\text{пол}i}$ – полезная разность температур в i -том корпусе, °С; n – число корпусов.

15.5. Поверхность теплообмена выпарного аппарата

Для выпарного аппарата поверхность его теплообмена F , м², рассчитывается из основного уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{\text{пол}}}, \quad (313)$$

где K – коэффициент теплопередачи от греющего пара к раствору, Вт/(м²·°С).

При расчетах K следует пользоваться указаниями, изложенными в подразделах 13 и 14 настоящего пособия.

15.6. Тепловые балансы конденсаторов выпарных установок

15.6.1. Массовый расход охлаждающей воды в поверхностном конденсаторе выпарной установки $G_{\text{вп}}$, кг/с, определяется по уравнению

$$G_{\text{вп}} = \frac{Wr_{\text{конд}}}{c_{\text{в}}(t_{\text{вк}} - t_{\text{вн}})}, \quad (314)$$

где W – массовый расход вторичного пара, поступающего в конденсатор, кг/кг; $r_{\text{конд}}$ – удельная теплота конденсации вторичного пара при давлении в конденсаторе $P_{\text{конд}}$, Дж/кг; $c_{\text{в}}$ – удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·°С); $t_{\text{вн}}$ и $t_{\text{вк}}$ – температура воды на входе и выходе из конденсатора соответственно, °С.

15.6.2. Массовый расход охлаждающей воды, подаваемой в конденсатор смешения (например, барометрический) выпарной установки $G_{\text{вс}}$, кг/с, рассчитывается следующим образом:

$$G_{\text{вс}} = \frac{W(i''_{\text{конд}} - c_{\text{в}}t_{\text{вк}})}{c_{\text{в}}(t_{\text{вк}} - t_{\text{вн}})}, \quad (315)$$

где $i''_{\text{конд}}$ – удельная энтальпия вторичного пара при давлении $P_{\text{конд}}$, Дж/кг.

16. ОСНОВЫ МАССОПЕРЕДАЧИ

16.1. Выражение составов фаз

16.1.1. При протекании массообменных процессов изменяются составы взаимодействующих фаз. Описывая взаимодействие двухкомпонентных фаз, состав их, как правило, выражают через содержание распределяемого (переходящего из фазы в фазу) компонента. Подобный способ выражения фаз используется при описании перегонки и ректификации двухкомпонентных смесей (через содержание низкокипящего компонента в паровых фазах).

При проведении практических расчетов массообменных процессов составы фаз в основном выражают через абсолютные и относительные молярные и массовые доли, а также через объемные, молярные и массовые концентрации компонента.

Наименования величин, выражающих содержание компонента в фазе, их условные обозначения применительно к жидкой и газовой (паровой) фазам, а также размерности приведены в табл. 2.

Таблица 2

Способы выражения составов фаз через содержание компонента *A* для смеси, состоящей из компонентов *A* и *B*

Наименование величины, выражающей содержание компонента в фазе, ее размерность	Обозначение содержания компонента <i>A</i>	
	в жидкой фазе	в газовой (или паровой) фазе
Молярная доля, $\frac{\text{кмоль } A}{\text{кмоль } (A + B)}$	x	y
Массовая доля, $\frac{\text{кг } A}{\text{кг } (A + B)}$	\bar{x}	\bar{y}
Относительная молярная концентрация (доля), $\frac{\text{кмоль } A}{\text{кмоль } B}$	X	Y
Относительная массовая концентрация (доля), $\frac{\text{кг } A}{\text{кг } B}$	\bar{X}	\bar{Y}
Объемная молярная концентрация, $\frac{\text{кмоль } A}{\text{м}^3 (A + B)}$	C_x	C_y
Объемная массовая концентрация, $\frac{\text{кг } A}{\text{м}^3 (A + B)}$	\bar{C}_x	\bar{C}_y

Формулы для пересчета содержания компонента в фазе из одного способа выражения в другой (на примере жидкой фазы) представлены в табл. 3, в которой также дополнительно применены следующие обозначения:

$M_A, M_B, M_{\text{см}}$ – молярные массы компонентов *A*, *B* и смеси соответственно, кг/кмоль;

ρ – плотность смеси, кг/м³.

16.1.2. Кроме упомянутых способов, состав фазы может быть описан объемной долей (концентрацией) компонента в ней $c_V, \text{м}^3 A / \text{м}^3 (A + B)$, а также относительной объемной долей $C_V, \text{м}^3 A / \text{м}^3 B$. Для газовых смесей численные значения молярной и объемной долей (относительной молярной и относительной объемной долей) равны.

Для газовой фазы состав ее может быть описан через парциальные давления компонентов. Для идеальных газов:

$$P = \sum_{i=1}^n p_i; \tag{316}$$

$$y_i = \frac{p_i}{P}, \tag{317}$$

где P – общее давление, Па; p_i – парциальное давление i -того компонента смеси, Па; n – число компонентов; y_i – молярная доля i -того компонента, кмоль компонента/кмоль смеси.

Таблица 3

**Формулы для пересчета содержания компонента в фазе
для двухкомпонентных смесей**

Выражение содержания компонента A	x	\bar{x}	X	\bar{X}	C_x	\bar{C}_x
x	–	$\frac{\bar{x}M_{\text{см}}}{M_A}$ или $\frac{\bar{x}}{M_A}$ $\frac{\bar{x} + 1 - \bar{x}}{M_A + M_B}$	$\frac{X}{1 + X}$	$\frac{M_B \bar{X}}{M_B \bar{X} + M_A}$	$\frac{C_x M_{\text{см}}}{\rho}$ или $\frac{C_x M_B}{\rho + C_x (M_B - M_A)}$	$\frac{\bar{C}_x M_{\text{см}}}{\rho M_A}$ или $\frac{\bar{C}_x M_B}{\rho M_A + \bar{C}_x (M_B - M_A)}$
\bar{x}	$\frac{M_A x}{M_{\text{см}}}$	–	$\frac{M_A X}{M_A X + M_B}$	$\frac{\bar{X}}{1 + \bar{X}}$	$\frac{M_A C_x}{\rho}$	$\frac{\bar{C}_x}{\rho}$
X	$\frac{x}{1 - x}$	$\frac{\bar{x} M_B}{M_A (1 - \bar{x})}$	–	$\frac{M_B \bar{X}}{M_A}$	$\frac{M_B C_x}{\rho - M_A C_x}$	$\frac{M_B \bar{C}_x}{M_A (\rho - \bar{C}_x)}$
\bar{X}	$\frac{M_A x}{M_B (1 - x)}$	$\frac{\bar{x}}{1 - \bar{x}}$	$\frac{M_A X}{M_B}$	–	$\frac{M_A C_x}{\rho - M_A C_x}$	$\frac{\bar{C}_x}{\rho - \bar{C}_x}$
C_x	$\frac{\rho x}{M_{\text{см}}}$	$\frac{\rho \bar{x}}{M_A}$	$\frac{\rho X}{M_A X + M_B}$	$\frac{\rho \bar{X}}{M_A (\bar{X} + 1)}$	–	$\frac{\bar{C}_x}{M_A}$
\bar{C}_x	$\frac{\rho M_A x}{M_{\text{см}}}$	$\rho \bar{x}$	$\frac{M_A \rho X}{M_A X + M_B}$	$\frac{\rho \bar{X}}{\bar{X} + 1}$	$M_A C_x$	–

16.2. Законы межфазного равновесия

16.2.1. Для состояния межфазного равновесия во многих случаях удобно и представляется возможным описание взаимосвязи содержаний компонента во взаимодействующих фазах уравнением равновесной линии, графически отображаемой на плоскости в декартовых координатах. На примере взаимодействующей системы газ – жидкость при описании составов фаз через молярные доли компонента это уравнение – уравнение равновесной линии – имеет вид

$$y_A^* = tx_A, \quad (318)$$

где y_A^* – молярная доля компонента в газовой фазе, равновесной с жидкой (равновесная молярная доля), кмоль A /кмоль газовой фазы; t – коэффициент распределения вещества по фазам; x_A – действующая (рабочая) молярная доля компонента в жидкой фазе, кмоль A /кмоль жидкой фазы.

Уравнение (318) может быть также представлено в виде

$$y_A = mx_A^*, \quad (319)$$

где y_A – действующая рабочая молярная доля компонента в газовой фазе, кмоль A /кмоль газовой фазы; x_A^* – равновесная молярная доля компонента в жидкой фазе, кмоль A /кмоль жидкой фазы.

Значение m в общем случае зависит от вида взаимодействующих фаз и процесса массообмена, протекающего между ними, от природы компонентов смеси, температуры, давления, а также от рабочего содержания компонента в фазе. Уравнение равновесной линии в необходимых случаях при расчетах записывают с использованием других способов выражения состава фаз. В частных случаях при постоянных давлении и температуре m является константой и равновесная линия представляет собой прямую.

16.2.2. При образовании идеальных растворов в результате взаимодействия газа с жидкостью равновесие между ними может быть описано с применением закона Генри:

$$p_A^* = Ex_A, \quad (320)$$

где p_A^* – равновесное парциальное давление растворимого газового компонента над жидкостью, Па; E – константа Генри (константа растворимости) газового компонента, Па.

С учетом (317) и (320), если система подчиняется закону Генри, уравнение равновесия принимает вид

$$y_A^* = \frac{E}{P} x_A. \quad (321)$$

16.2.3. Для идеальных жидкостей равновесие в системе пар – жидкость описывается уравнением закона Рауля:

$$p_A^* = P_{\text{нА}} x_A, \quad (322)$$

где p_A^* – парциальное давление пара компонента жидкости в парогазовой смеси над ней в условиях равновесия, Па; $P_{\text{нА}}$ – давление насыщенного пара компонента жидкости при температуре жидкости, Па; x_A – молярная доля компонента в жидкости, кмоль A /кмоль жидкости.

С учетом (317) и (322), если система подчиняется закону Рауля, уравнение равновесия приобретает вид

$$y_A^* = \frac{P_{\text{нА}}}{P} x_A, \quad (323)$$

где y_A^* – равновесная молярная доля компонента жидкости в паре над ней, кмоль A /кмоль газовой смеси.

Для двухкомпонентного жидкого раствора, оба компонента которого подчиняются закону Рауля, уравнение равновесия с учетом (323) записывается

$$y_{\text{нК}}^* = \frac{\alpha x_{\text{нК}}}{1 - (\alpha - 1) x_{\text{нК}}}, \quad (324)$$

где $y_{\text{нК}}^*$ – равновесная молярная доля низкокипящего (более летучего) компонента (НК) в паре над раствором, кмоль НК/кмоль пара; α – относительная летучесть компонентов раствора; $x_{\text{нК}}$ – молярная доля НК в растворе, кмоль НК/кмоль раствора.

$$\alpha = \frac{P_{\text{НК}}}{P_{\text{ВК}}}, \quad (325)$$

где $P_{\text{НК}}$ и $P_{\text{ВК}}$ – давления насыщенных паров НК и высококипящего (менее летучего) компонента (ВК) соответственно при температуре жидкости, Па.

16.2.4. Уравнения (320) и (321) используют для описания равновесия процессов абсорбции (десорбции) труднорастворимых в жидкости газов. Уравнения (322) и (323) применяют для описания равновесия процесса абсорбции пара при условии, что парциальное давление насыщенного пара абсорбента (поглощающей пар жидкости) значительно меньше $P_{\text{НА}}$.

С помощью уравнения (324) при отсутствии экспериментальных данных описывают равновесие при перегонке и ректификации бинарных (двухкомпонентных) смесей.

16.3. Материальный баланс массообменного процесса (аппарата)

16.3.1. При составлении уравнений материального баланса массообменных процессов, за редким исключением, следует использовать массовые или молярные расходы фаз и компонентов. Причем, применяя в расчетах массовые расходы, обязательно состав фаз выражать через массовые доли компонентов (компонента), а молярные расходы – через молярные.

16.3.2. Уравнения материального баланса для массообменного процесса с одним распределяемым (переходящим из фазы в фазу) компонентом на примере абсорбции представлены ниже. При абсорбции отдающей фазой является газовая смесь, молярные расходы которой на входе и выходе из аппарата $G_{\text{Н}}$ и $G_{\text{К}}$, кмоль/с, соответственно. Принимающей фазой является жидкость, молярные расходы которой свежего абсорбента на входе и отработанного абсорбента на выходе из аппарата $L_{\text{Н}}$ и $L_{\text{К}}$, кмоль/с, соответственно. Уравнение, связывающее расходы фаз, имеет вид

$$G_{\text{Н}} + L_{\text{Н}} = G_{\text{К}} + L_{\text{К}}. \quad (326)$$

Уравнение, связывающее расходы распределяемого компонента (для абсорбции – абсорбата), в аппарате с расходами фаз

$$G_{\text{Н}}y_{\text{Н}} + L_{\text{Н}}x_{\text{Н}} = G_{\text{К}}y_{\text{К}} + L_{\text{К}}x_{\text{К}}, \quad (327)$$

где $y_{\text{Н}}$ и $y_{\text{К}}$ – молярные доли распределяемого компонента в газовой смеси на входе и выходе ее из аппарата соответственно, кмоль компонента/кмоль газовой смеси; $x_{\text{Н}}$ и $x_{\text{К}}$ – молярные доли распределяемого компонента в жидкости на входе и выходе ее из аппарата соответственно, кмоль компонента/кмоль жидкости.

Из уравнений (326) и (327) молярный расход компонента, переходящего в аппарате из газовой фазы в жидкую M , кмоль/с, рассчитывается следующим образом:

$$M = G_{\text{Н}} - G_{\text{К}} = L_{\text{К}} - L_{\text{Н}}; \quad (328)$$

$$M = G_{\text{Н}}y_{\text{Н}} - G_{\text{К}}y_{\text{К}} = L_{\text{К}}x_{\text{К}} - L_{\text{Н}}x_{\text{Н}}. \quad (329)$$

Величины $M_{y_n} = G_n y_n$, $M_{y_k} = G_k y_k$, $M_{x_n} = L_n x_n$, $M_{x_k} = L_k x_k$ (см. уравнение (329)) – расходы распределяемого компонента в газовой фазе на входе и выходе из аппарата и в жидкой фазе на входе и выходе из аппарата соответственно.

Расходы инертных компонентов (компонентов-носителей) для приведенного примера определяются следующим образом:

$$G = G_n (1 - y_n) = G_k (1 - y_k); \quad (330)$$

$$L = L_n (1 - x_n) = L_k (1 - x_k), \quad (331)$$

где G – молярный расход инертного компонента газовой фазы (газа-носителя, инертного газа), кмоль/с; L – молярный расход инертного компонента жидкости (чистого поглотителя, чистого абсорбента, растворителя), кмоль/с.

16.3.3. В ряде случаев, в т. ч. при описании процесса абсорбции, на отдельных стадиях расчетов удобно использовать в уравнениях материального баланса не изменяемые по длине аппарата расходы инертных компонентов во взаимосвязи с выражением содержания распределяемого компонента в фазах через относительные доли. В таком случае уравнения (327) и (329) после преобразований имеют вид соответственно:

$$GY_n + LX_n = GY_k + LX_k; \quad (332)$$

$$M = G(Y_n - Y_k) = L(X_k - X_n), \quad (333)$$

где Y_n и Y_k – относительные молярные доли распределяемого компонента в газовой фазе на входе и выходе ее из аппарата соответственно, кмоль компонента/кмоль инертного газа; X_n и X_k – относительные молярные доли распределяемого компонента в жидкости на входе и выходе ее из аппарата соответственно, кмоль компонента/кмоль растворителя.

Для отдающей фазы используют понятие степени извлечения компонента φ , которая рассчитывается по формуле

$$\varphi = \frac{Y_n - Y_k}{Y_n}. \quad (334)$$

Примечание. Как следует из подпункта 16.3.1 настоящего подраздела, уравнения материального баланса, подобные уравнениям (326)–(333), могут быть составлены при использовании массовых расходов и массовых долей компонента. Уравнения (326)–(329) справедливы также для описания массообмена между двухкомпонентными фазами, в которых оба компонента являются распределяемыми. При описании ректификации вместо долей распределяемого компонента в таком случае используются молярные доли НК в соответствующих фазах.

16.3.4. Уравнение рабочей линии массообменного аппарата выражает взаимосвязь текущих рабочих составов фаз в различных сечениях аппарата. Для примера, рассмотренного в подпунктах 16.3.2 и 16.3.3 настоящего подраздела, уравнение рабочей линии в наиболее простом, линейном виде представляется при выражении составов газовой и жидкой фаз через относительные молярные (массовые) доли. Для противоточного аппарата оно имеет вид

$$Y = \frac{L}{G} X + \left(Y_n - \frac{L}{G} X_k \right), \quad (335)$$

где Y – текущая относительная молярная доля распределяемого компонента в газовой фазе, кмоль компонента/кмоль инертного газа; X – текущая относительная молярная доля распределяемого компонента в жидкости, кмоль компонента/кмоль растворителя.

Уравнение рабочей линии для прямоточного аппарата

$$Y = -\frac{L}{G}X + \left(Y_{\text{н}} + \frac{L}{G}X_{\text{к}} \right). \quad (336)$$

Если содержание распределяемого компонента в фазах при массообмене невелико, то $G_{\text{н}} \approx G_{\text{к}}$, $L_{\text{н}} \approx L_{\text{к}}$. В таком случае уравнение рабочей линии с достаточной для инженерных расчетов точностью может быть записано, как и уравнения (335) и (336), в линейном виде при использовании в них содержаний распределяемого компонента, выраженного в абсолютных долях. Для противоточного и прямоточного аппаратов они имеют вид соответственно:

$$y = \frac{L_{\text{н}}}{G_{\text{н}}}x + \left(y_{\text{н}} - \frac{L_{\text{н}}}{G_{\text{н}}}x_{\text{к}} \right); \quad (337)$$

$$y = -\frac{L_{\text{н}}}{G_{\text{н}}}x + \left(y_{\text{н}} + \frac{L_{\text{н}}}{G_{\text{н}}}x_{\text{к}} \right), \quad (338)$$

где y – текущая молярная доля распределяемого компонента в газовой фазе, кмоль компонента/кмоль газовой фазы; x – текущая молярная доля распределяемого компонента в жидкости, кмоль компонента/кмоль жидкости.

16.3.5. При расчетах массообменных процессов широко используется совместное графическое отображение рабочей и равновесной линий на x - y -диаграмме, как указано на рис. 7.

На рисунке дан пример для противоточного аппарата, в котором газовая фаза является отдающей, а жидкая – принимающей. Для упрощения восприятия рабочая и равновесная линии приняты прямыми. Как видно из рисунка, рабочая линия лежит выше равновесной, так как газовая фаза является отдающей. Точка a на рабочей линии AB характеризует некие промежуточные взаимосвязанные действующие (рабочие) молярные доли распределяемого компонента в жидкой и газовой фазах x_a и y_a соответственно.

Проведя через точку a горизонталь до линии равновесия $y^* = f(x)$, на пересечении с ней получим точку a_x . Абсцисса этой точки характеризует x_a^* – молярную долю распределяемого компонента в жидкости, равновесной с газовой фазой, молярная доля распределяемого компонента в которой y_a . Проведя через точку a вертикаль, в месте пересечения ее с линией равновесия получим точку a_y . Ордината этой точки характеризует y_a^* – молярную долю распределяемого компонента в газовой фазе, равновесной с жидкостью, молярная доля распределяемого компонента в которой x_a . То, что $y_a > y_a^*$, а $x_a < x_a^*$, является доказательством того, что компонент переходит из газовой фазы в жидкую (газовая фаза – пересыщенная, жидкая – ненасыщенная).

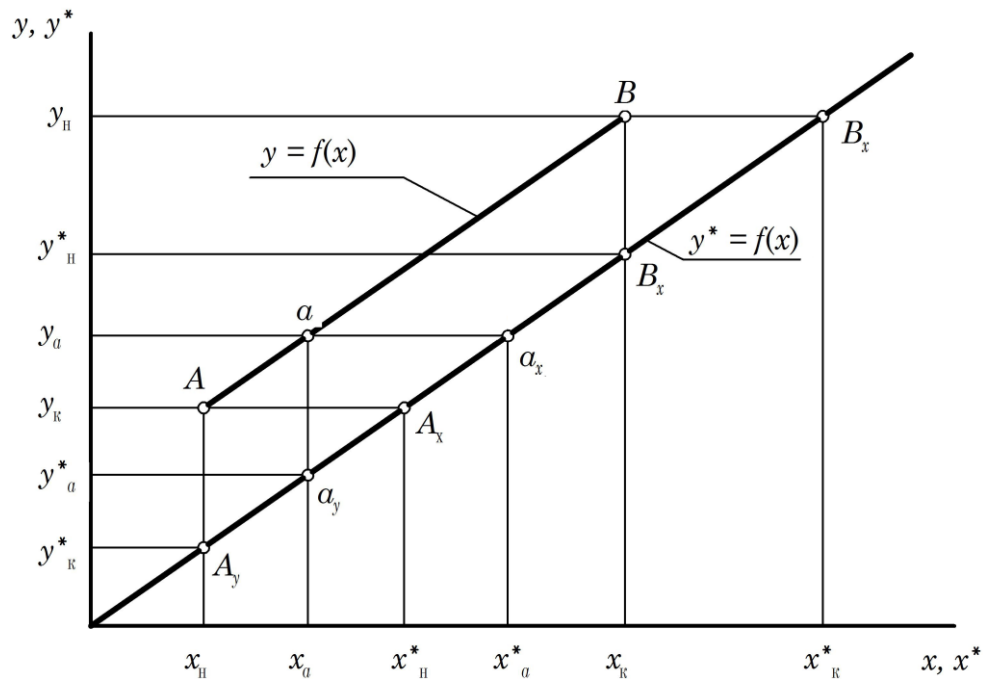


Рис. 7. x - y -диаграмма для противоточного массообменного аппарата:
 $y = f(x)$ – рабочая линия; $y^* = f(x)$ – равновесная линия

16.4. Движущая сила массообменных процессов

Для отдающей фазы движущей силой массопередачи является разность рабочей и равновесной концентраций (долей) распределяемого компонента. Для принимающей фазы движущая сила массопередачи – разность равновесной и рабочей концентраций (долей) этого компонента. Следовательно, отрезки aa_y и aa_x на рис. 7 графически отображают значения текущих движущих сил в точке a рабочей линии для газовой Δy_a , кмоль компонента/кмоль газовой фазы, и жидкой Δx_a , кмоль компонента/кмоль жидкости:

$$\Delta y_a = y_a - y_a^* \quad (339)$$

$$\Delta x_a = x_a^* - x_a \quad (340)$$

Согласно приведенному рисунку движущие силы на входе газовой фазы в аппарат по газовой и жидкой фазе Δy_n и Δx_k соответственно:

$$\Delta y_n = y_n - y_n^* \quad (341)$$

$$\Delta x_k = x_k^* - x_k \quad (342)$$

Для выхода газовой фазы из аппарата движущие силы по газовой и жидкой фазе Δy_k и Δx_n соответственно:

$$\Delta y_k = y_k - y_k^* \quad (343)$$

$$\Delta x_n = x_n^* - x_n \quad (344)$$

Значения движущих сил массопередачи на входе и выходе из аппарата (концевых движущих сил), как будет показано позднее в настоящем подразделе, используются при применении упрощенных методов расчета средней движущей силы массопередачи.

Примечание. В необходимых случаях движущие силы вычисляются при выражении составов фаз через массовые доли, относительные молярные и массовые доли и другие единицы измерения.

16.5. Массоотдача и массопередача

16.5.1. Интенсивность переноса распределяемого вещества в фазах при массообмене описывается уравнением массоотдачи, которое для стационарного процесса для отдающей и принимающей фаз имеет вид

$$M = \beta_y F (y - y_{гр})_{ср}; \quad (345)$$

$$M = \beta_x F (x_{гр} - x)_{ср}, \quad (346)$$

где M – расход распределяемого компонента от ядра потока отдающей фазы к его границе раздела с принимающей фазой (от границы раздела к ядру потока принимающей фазы), кмоль/с; β_y – коэффициент массоотдачи отдающей фазы, кмоль/(м²·с); β_x – коэффициент массоотдачи принимающей фазы, кмоль/(м²·с); F – площадь поверхности границы раздела фаз, м²; y и $y_{гр}$ – молярные доли распределяемого компонента в ядре потока газовой фазы и на границе раздела с жидкостью соответственно, кмоль компонента/кмоль газовой фазы; x и $x_{гр}$ – молярные доли распределяемого компонента в ядре потока жидкой фазы и на ее границе с газовой фазой соответственно, кмоль компонента/кмоль жидкости.

Индексы «ср» при скобках в формулах (345) и (346) указывают, что берутся средние по поверхности раздела фаз разности величин, заключенных в скобки. На практике принимают, что $y_{гр} \rightarrow y^*$, $x_{гр} \rightarrow x^*$. Их величины как $y^* = f(x)$ и $x^* = f(y)$ определяются по законам равновесия.

16.5.2. Значения коэффициентов массоотдачи рассчитывают по критериальным или эмпирическим уравнениям. При описании массообменных процессов критериальными уравнениями основными являются диффузионные критерии Нуссельта, Пекле и Прандтля Nu' , Pe' и Pr' соответственно. Формулы для расчета критериев диффузионного подобия:

$$Nu'_y = \frac{\beta_y l}{D_y}; \quad (347)$$

$$Nu'_x = \frac{\beta_x l}{D_x}; \quad (348)$$

$$Pe'_y = \frac{w_y l}{D_y}; \quad (349)$$

$$Pe'_x = \frac{w_x l}{D_x}; \quad (350)$$

$$\text{Pr}'_y = \frac{v_y}{D_y}; \quad (351)$$

$$\text{Pr}'_x = \frac{v_x}{D_x}, \quad (352)$$

где индексы « y » и « x » указывают, что критерий или параметр приведены для газовой и жидкой фаз соответственно; l – характерный размер, м; D – коэффициент молекулярной диффузии распределяемого компонента в фазе, м²/с; w – скорость фазы, м/с; ν – коэффициент кинематической вязкости фазы, м²/с.

Некоторые конкретные критериальные уравнения для расчета коэффициентов массоотдачи приведены для частных случаев в последующих подразделах настоящего раздела.

16.5.3. Значения коэффициентов молекулярной диффузии D_y и D_x зависят от природы диффундирующего компонента, природы газовой или жидкой среды, в которой протекает диффузия, и от температуры. При диффузии в газовой фазе дополнительно учитывается давление. Величины D_y и D_x определяются по справочным данным либо рассчитываются (см. [21, 1–3, 22, 25]). Для газов, если известно значение D_{y1} , м²/с, при температуре T_1 , К, и давлении P_1 , Па, величина D_{y2} , м²/с, при температуре T_2 , К, и давлении P_2 , Па, рассчитывается по формуле

$$D_{y2} = D_{y1} \frac{P_1}{P_2} \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{1,5}. \quad (353)$$

Для жидкостей, если известен коэффициент молекулярной диффузии компонента при температуре 20°C D_{x20} , м²/с, его величина D_{xt} , м²/с, при другой температуре t , °C, приближенно определяется по зависимости

$$D_{xt} = D_{x20} \left[1 + 6,32(t - 20) \frac{\sqrt{\mu}}{\sqrt[3]{\rho}} \right], \quad (354)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости при 20°C, Па·с; ρ – плотность жидкости при температуре t , кг/м³.

16.5.4. Как правило, основную долю диффузионного сопротивления в фазе при массообмене составляет сопротивление ходу процесса, сосредоточенное в диффузионном пограничном слое этой фазы. Скорость переноса распределяемого компонента через диффузионный пограничный слой главным образом зависит от скорости переноса этого компонента за счет молекулярной диффузии. Поток вещества (его расход) M , кмоль/с, проходящий при стационарном массообмене за счет молекулярной диффузии через поверхность F , м², перпендикулярную направлению переноса вещества, определяется из уравнения первого закона Фика. Для газовой и жидкой фаз соответственно M можно рассчитать следующим образом:

$$M = -D_y \frac{dy}{dn} F; \quad (355)$$

$$M = -D_x \frac{dx}{dn} F, \quad (356)$$

где $\frac{dy}{dn}$ и $\frac{dx}{dn}$ – градиенты молярных долей распределяемого компонента в газовой и жидкой фазах соответственно (кмоль компонента/кмоль фазы)/м.

При линейном распределении молярной доли распределяемого компонента в диффузионном пограничном слое градиент молярной доли компонента вычисляется как отношение разности значений молярных долей компонента на границе пограничного слоя к его толщине.

16.5.5. Интенсивность массопередачи – интенсивность переноса распределяемого компонента из фазы в фазу – определяется из основного уравнения массопередачи. При стационарном массообмене для отдающей и принимающей фаз оно принимает вид

$$M = K_y F \Delta y_{cp}; \quad (357)$$

$$M = K_x F \Delta x_{cp}, \quad (358)$$

где M – расход вещества, переходящего из фазы в фазу, кмоль/с; K_y и K_x – коэффициенты массопередачи для отдающей и принимающей фаз соответственно, кмоль/(м²·с); F – площадь поверхности массопередачи (контакта фаз), м²; Δy_{cp} – средняя движущая сила по отдающей фазе, кмоль компонента/кмоль газовой фазы; Δx_{cp} – средняя движущая сила по принимающей фазе, кмоль компонента/кмоль жидкости.

Примечания: 1. Полная запись размерности коэффициентов массоотдачи и массопередачи:

– в формулах (345) и (357) – кмоль компонента/(м²·с·кмоль компонента/кмоль газовой фазы) \Rightarrow кмоль/(м²·с);

– в формулах (346) и (358) – кмоль компонента/(м²·с·кмоль компонента/кмоль жидкости) \Rightarrow кмоль/(м²·с).

2. При выражении расходов компонентов и движущих сил в других единицах размерности $\beta_y, \beta_x, K_y, K_x$ не будут соответствовать тем, которые приведены в подпунктах 16.5.1 и 16.5.2 настоящего подраздела. Формулы для пересчета их величин можно найти в пособии [22] и монографии [25].

16.5.6. Взаимосвязь коэффициентов массопередачи с коэффициентами массоотдачи выражается следующими уравнениями:

$$K_y = \frac{1}{\frac{1}{\beta_y} + \frac{m}{\beta_x}}; \quad (359)$$

$$K_x = \frac{1}{\frac{1}{m\beta_y} + \frac{1}{\beta_x}}, \quad (360)$$

где m – коэффициент распределения вещества по фазам из уравнения равновесной линии (318).

При явно выраженной нелинейной зависимости между y_A^* и x_A в уравнении равновесной линии значение m осредняют для ее участка в требуемых пределах по формуле

$$m = \frac{\sum_{i=1}^n m_i}{n}, \quad (361)$$

где m_i – значение m в i -той точке линии равновесия; n – число точек.

Точки для расчетов по формуле (361) следует распределять по участку линии равновесия с равными интервалами.

Значения $\frac{1}{K_y}$ и $\frac{1}{K_x}$ называют общим диффузионным сопротивлением массопередачи, выраженным через движущую силу в газовой и жидкой фазах соответственно; $\frac{1}{\beta_y}$ и $\frac{m}{\beta_x}$ – диффузионные сопротивления в газовой и жидкой фазах соответственно при выражении движущей силы в газовой фазе; $\frac{1}{m\beta_y}$ и $\frac{1}{\beta_x}$ – эти же диффузионные сопротивления в фазах при выражении движущей силы в жидкой фазе.

Внимание! При расчетах по формулам (359) и (360) обязательно единообразие размерностей коэффициентов массопередачи и массоотдачи. Также уравнение линии равновесия, из которого берут значение m для подстановки в формулы (359) и (360), должно описывать составы фаз в величинах, размерности которых идентичны размерностям движущей силы в коэффициентах $K_y, K_x, \beta_y, \beta_x$.

16.5.7. Если рабочая и равновесная линии массообменного процесса являются прямыми, то средняя движущая сила массопередачи может быть рассчитана по следующим формулам:

$$\Delta y_{\text{ср}} = \frac{\Delta y_{\text{н}} - \Delta y_{\text{к}}}{\ln \left(\frac{\Delta y_{\text{н}}}{\Delta y_{\text{к}}} \right)}; \quad (362)$$

$$\Delta x_{\text{ср}} = \frac{\Delta x_{\text{н}} - \Delta x_{\text{к}}}{\ln \left(\frac{\Delta x_{\text{н}}}{\Delta x_{\text{к}}} \right)}. \quad (363)$$

Обозначения в формулах (362) и (363) соответствуют обозначениям, принятым в пункте 16.4 настоящего раздела. Указанные формулы с достаточной для инженерных расчетов точностью дают значения средней движущей силы в случаях небольшой кривизны рабочей и равновесной линий.

16.5.8. Точные расчеты средней движущей силы массопередачи проводят, руководствуясь такими зависимостями:

$$\Delta y_{\text{cp}} = \frac{y_{\text{H}} - y_{\text{K}}}{\int_y^y \frac{dy}{y - y^*}}; \quad (364)$$

$$\Delta x_{\text{cp}} = \frac{x_{\text{K}} - x_{\text{H}}}{\int_x^x \frac{dx}{x^* - x}}. \quad (365)$$

При нелинейном виде хотя бы одной из функций, описывающих равновесную и рабочую линии массообменного процесса (аппарата), аналитическое определение значений интегралов, необходимых для расчета Δy_{cp} и Δx_{cp} по формулам (364) и (365), затруднено или вообще невозможно. В таком случае значения указанных интегралов определяют графоаналитическим методом в следующей последовательности.

На масштабную x - y -диаграмму наносят равновесную $y^* = f(x)$ и рабочую $y = f(x)$ линии процесса (см. рис. 8).

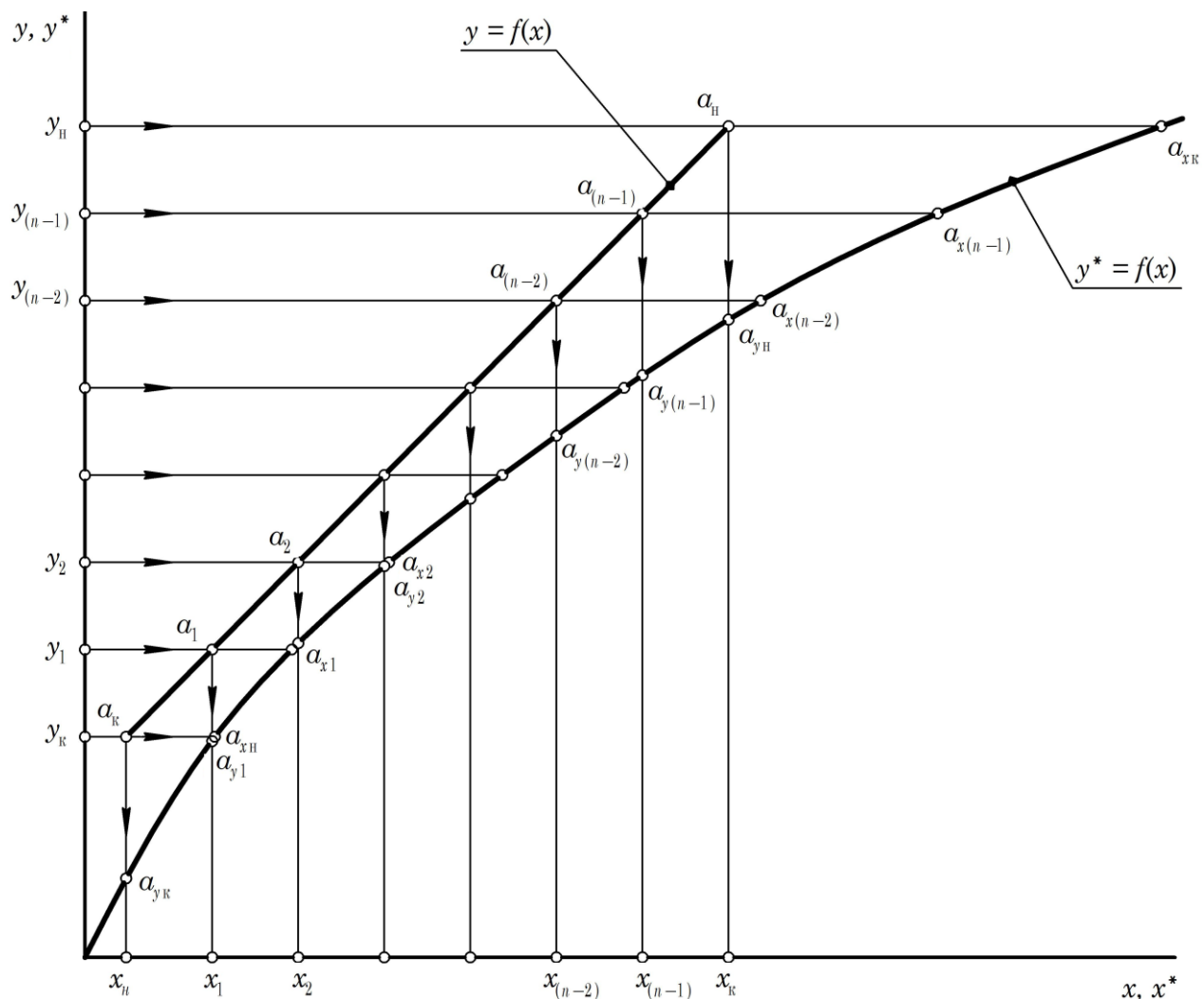


Рис. 8. Отображение текущих значений движущей силы по газовой и жидкой фазе на x - y -диаграмме

Затем графически отображенный интервал изменения состава одной из фаз в аппарате делят на n участков. В приведенном на рисунке примере это интервал изменения

молярных долей распределяемого компонента в газовой фазе от y_k до y_n . Для удобства последующих построений длину каждого из участков рекомендуется принимать равной $\delta y = \frac{y_n - y_k}{n}$. На ось ординат дополнительно к точкам с координатами y_k и y_n наносят точки $y_1, y_2, \dots, y_{(n-1)}$ с координатами $y_1 = y_k + \delta y, y_2 = y_k + 2\delta y, \dots, y_{(n-1)} = y_k + (n-1)\delta y$ соответственно. Через точки $y_k, y_1, \dots, y_{(n-1)}, y_n$ проводят горизонталы до пересечения с линией равновесия. В результате для каждой горизонталы получают точки ее пересечения с рабочей линией и линией равновесия. Например, для горизонталы y_2 это точки a_{y_2} и a_{x_2} соответственно. Затем из точек пересечения горизонталей с рабочей линией $a_{y_k}, a_{y_1}, \dots, a_{y_{(n-1)}} и a_{y_n} проводят вертикали до пересечения с осью абсцисс. На линии равновесия получают при этом точки пересечения вертикалей с ней $a_{y_k}, a_{y_1}, \dots, a_{y_{(n-1)}}, a_{y_n}$, на оси абсцисс – точки пересечения вертикалей с ней $x_n, x_{n-1}, \dots, x_{(n-1)}, x_k$. Как показано в пункте 16.4 настоящего раздела, вертикальные и горизонтальные отрезки между рабочей и равновесной линией – графические отображения текущих движущих сил массообмена в газовой $\Delta y = y - y^*$ и жидкой $\Delta x = x^* - x$ фазах соответственно. Поэтому для определения значения интегралов $\int_y^y \frac{dy}{y - y^*}$ и $\int_x^x \frac{dx}{x^* - x}$ по точкам строят графики зависи-$

мостей $\frac{1}{y - y^*} = f(y)$ и $\frac{1}{x^* - x} = f(x)$ соответственно, как это показано на рис. 9 и 10.

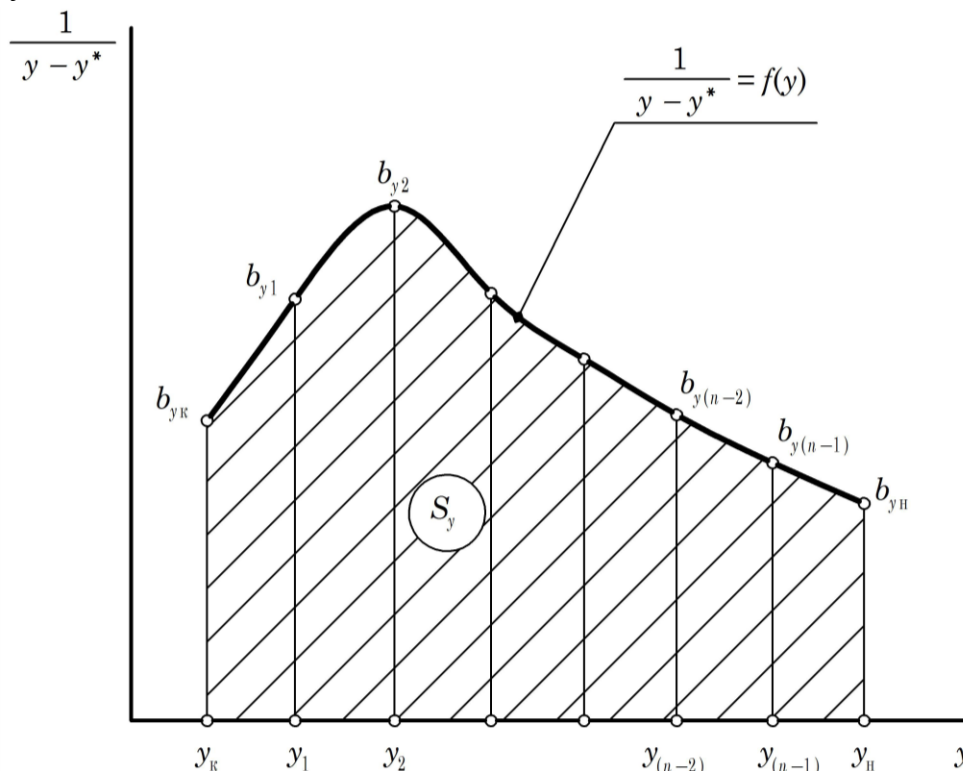


Рис. 9. К графическому определению интеграла $\int_{y_k}^{y_n} \frac{dy}{y - y^*} = n_{0y}$,

где n_{0y} – число единиц переноса по газовой фазе

При построении графика, изображенного на рис. 9, предварительно вычисляют значения величин $\frac{1}{y-y^*}$, взяв соответствующие величины $y-y^*$ из графика, показанного на рис. 8. При построении графика, изображенного на рис. 10, подобным образом вычисляют величины $\frac{1}{x^*-x}$ при соответствующих значениях x^*-x . На рис. 9 вертикальные отрезки $y_k b_{y_k}, y_1 b_{y_1}, \dots, y_{(n-1)} b_{y_{(n-1)}}, y_n b_{y_n}$ соответствуют значениям $\frac{1}{y_k - y_k^*}, \frac{1}{y_1 - y_1^*}, \dots, \frac{1}{y_{(n-1)} - y_{(n-1)}^*}, \frac{1}{y_n - y_n^*}$. Подобное соответствие отрезков и на рис. 10, например, отрезок $x_1 b_{x_1}$ соответствует величине $\frac{1}{x_1^* - x_1}$.

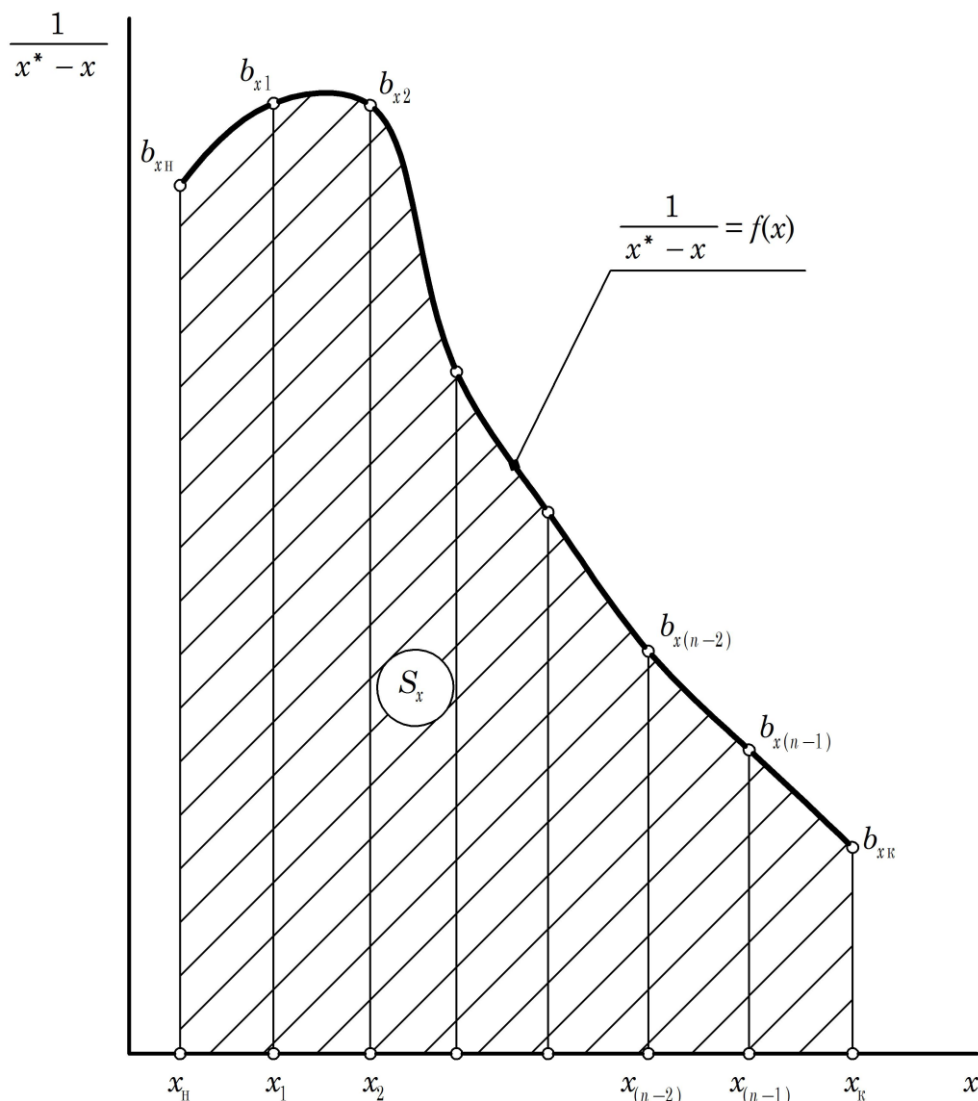


Рис. 10. К графическому определению интеграла $\int_{x_n}^{x_k} \frac{dx}{x^* - x} = n_{0x}$,

где n_{0x} – число единиц переноса по жидкой фазе

Из рис. 9 определяют площадь криволинейной трапеции S_y , м², ограниченной вертикалями y_k и y_n , графиком функции $\frac{1}{y-y^*} = f(y)$ и осью абсцисс.

Из рис. 10 определяют площадь криволинейной трапеции S_x , м², ограниченной вертикалями x_n и x_k , графиком функции $\frac{1}{x^*-x} = f(x)$ и осью абсцисс.

В итоге вычисляют значения интегралов:

$$\int_{y_k}^{y_n} \frac{dy}{y-y^*} = S_y m_y m_{1/(y-y^*)}; \quad (366)$$

$$\int_{x_n}^{x_k} \frac{dx}{x^*-x} = S_x m_x m_{1/(x-x^*)}, \quad (367)$$

где m_y – масштабный коэффициент для оси значений y , (кмоль/кмоль газовой смеси)/м; $m_{1/(y-y^*)}$ – масштабный коэффициент для оси значений $\frac{1}{y-y^*}$, (кмоль газовой смеси/кмоль)/м; m_x – масштабный коэффициент для оси значений x , (кмоль/кмоль жидкости)/м; $m_{1/(x-x^*)}$ – масштабный коэффициент для оси значений $\frac{1}{x^*-x}$, (кмоль жидкости/кмоль)/м.

После вычислений по формуле (366) проводят расчет Δy_{cp} по формуле (364), после вычислений по формуле (367) – расчет Δx_{cp} по формуле (365).

Примечания: 1. По алгоритму, описанному в настоящем пункте, могут быть определены значения Δy_{cp} и Δx_{cp} при разбиении участка от x_n до x_k на интервалы, подобно разбиению на интервалы участка от y_k до y_n .

2. Значения интегралов $\int_{y_k}^{y_n} \frac{dy}{y-y^*}$ и $\int_{x_n}^{x_k} \frac{dx}{x^*-x}$, как показано в дальнейшем в настоящем подразделе, являются значениями чисел единиц переноса по газовой и жидкой фазам соответственно.

16.6. Расчет размеров массообменного аппарата

16.6.1. Площадь поперечного сечения массообменного аппарата S , м², рассчитывают по формуле

$$S = \frac{V}{w_p}, \quad (368)$$

где V – объемный расход фазы через аппарат, м³/с; w_p – рабочая фиктивная (отношенная к площади поперечного сечения) скорость фазы в аппарате, м/с.

Для аппаратов, в которых газовая (паровая) фаза взаимодействует с жидкостью, а также тех, в которых газ взаимодействует с твердым телом, V – объемный расход газовой фазы при рабочих условиях. Величина w_p определяется,

как правило, множеством факторов. Определяющими из них могут быть тип аппарата, тип контактных устройств в аппарате, плотность газа при рабочих условиях, вид массообменного процесса, взаимное направление движения фаз в аппарате, соотношение расходов фаз и др. Частные случаи определения w_p рассмотрены в последующих подразделах настоящего раздела.

16.6.2. Высота контактной части массообменного аппарата с непрерывным взаимодействием фаз в ней H , м, может быть определена из основного уравнения массопередачи следующим образом:

$$H = \frac{M}{K_y S \sigma \Delta y_{cp}}; \quad (369)$$

$$H = \frac{M}{K_x S \sigma \Delta x_{cp}}, \quad (370)$$

где σ – удельная поверхность контакта фаз в аппарате, m^2/m^3 .

Другие обозначения в формулах (369) и (370) соответствуют ранее использованным в настоящем подразделе. Величина σ определяется по специальным методикам в зависимости от природы взаимодействующих фаз, типа аппарата, гидродинамического режима его работы и других факторов.

16.6.3. Высота контактной части массообменного аппарата с непрерывным взаимодействием фаз в ней может быть также определена через число единиц переноса (ЧЕП) и высоту единиц переноса (ВЕП):

$$H = n_{0y} h_{0y}; \quad (371)$$

$$H = n_{0x} h_{0x}, \quad (372)$$

где n_{0y} и n_{0x} – ЧЕП по газовой и жидкой фазам соответственно; h_{0y} и h_{0x} – ВЕП по газовой и жидкой фазам соответственно, м.

Значения n_{0y} и n_{0x} определяются (при условии, что газовая фаза – отдающая, а жидкая – принимающая) по следующим формулам:

$$n_{0y} = \frac{y_H - y_K}{\Delta y_{cp}}, \quad (373)$$

или

$$n_{0y} = \int_y^y \frac{dy}{y - y^*}; \quad (374)$$

$$n_{0x} = \frac{x_K - x_H}{\Delta x_{cp}}, \quad (375)$$

или

$$n_{0x} = \int_x^x \frac{dx}{x^* - x}. \quad (376)$$

При линейном (близком к линейному) характере функций, описывающих рабочую и равновесную линию $y = f(x)$ и $y^* = f(x)$ соответственно, значения Δy_{cp}

и $\Delta x_{\text{ср}}$ вычисляются аналитически по формулам (362) и (363). В таком случае несложно произвести аналитический расчет $n_{0,y}$ и $n_{0,x}$ по формулам (373) и (375). При нелинейном характере функций $y = f(x)$ и $y^* = f(x)$ ЧЕП определяется графическим интегрированием, как описано в подпункте 16.5.8 настоящего раздела.

Из формул (373) и (375) следует, что единица переноса – это участок массообменного аппарата, на протяжении которого состав фазы изменяется на величину средней движущей силы процесса по этой фазе.

При малых содержаниях распределяемого компонента в фазах (см. подпункт 16.3.4 настоящего подраздела, комментарий к формулам (335) и (336)) ВЕП можно рассчитать по следующим формулам:

$$h_{0,y} = \frac{G_{\text{н}}}{K_y S \sigma}; \quad (377)$$

$$h_{0,x} = \frac{L_{\text{н}}}{K_x S \sigma}. \quad (378)$$

Для массообменных процессов с одним распределяемым компонентом, например абсорбции, ВЕП рекомендуется определять следующим образом:

$$h_{0,y} = \frac{G}{K_y S \sigma}; \quad (379)$$

$$h_{0,x} = \frac{L}{K_x S \sigma}, \quad (380)$$

где G – молярный расход инертного газа, кмоль/с; L – молярный расход растворителя (инертного компонента жидкой фазы), кмоль/с.

Расчет высоты контактной части массообменных аппаратов через ЧЕП и ВЕП в основном используется при определении высоты насадочных аппаратов (абсорбторов, ректификационных колонн и др.).

Внимание! При использовании формул (379) и (380) составы фаз, движущие силы, уравнения рабочей и равновесной линий должны быть выражены через относительные молярные доли распределяемого компонента.

16.6.4. При расчетах массообменных аппаратов со ступенчатым взаимодействием фаз (тарельчатых аппаратов) высота контактной части определяется как высота их тарельчатой части $H_{\text{т}}$, м. Без учета дополнительных разрывов между ступенями контакта (тарелками), предназначенными, например, для установки люков, высоту тарельчатой части вычисляют по формуле

$$H_{\text{т}} = h_{\text{т}} N, \quad (381)$$

где $h_{\text{т}}$ – высота ступени контакта (межтарельчатое расстояние), м; N – число ступеней контакта.

Расстояние между нижней и верхней тарелками аппарата $H_{\text{мт}}$, м, в таком случае равно

$$H_{\text{мт}} = h_{\text{т}} (N - 1). \quad (382)$$

16.6.5. При практических расчетах наиболее распространено определение числа тарелок массообменного аппарата по формуле

$$N = \frac{N_T}{\eta}, \quad (383)$$

где N_T – число теоретических ступеней контакта (теоретических ступеней взаимодействия фаз, теоретических тарелок); η – средняя для всего аппарата эффективность (КПД) ступени контакта.

Теоретическая ступень контакта – гипотетическая (воображаемая) ступень контакта, на выходе из которой устанавливаются равновесные составы фаз, и фазы полностью перемешаны.

Эффективность ступени контакта (по Мэрфри) определяется как отношение величины изменения состава фазы на ступени в целом к движущей силе в этой фазе на ее входе в ступень. Следовательно, для теоретической тарелки $\eta = 1$.

Эффективность тарелок определяется расчетным путем по эмпирическим формулам, а также по графикам в зависимости от характера массообменного процесса, свойств взаимодействующих фаз и их компонентов, типа контактных устройств, гидродинамических режимов их работы и т. д.

Значение N , рассчитанное по формуле (383), следует округлять до целого числа с запасом.

16.6.6. Наиболее простым методом определения числа теоретических ступеней контакта является графический. Применение этого метода показано на рис. 11.

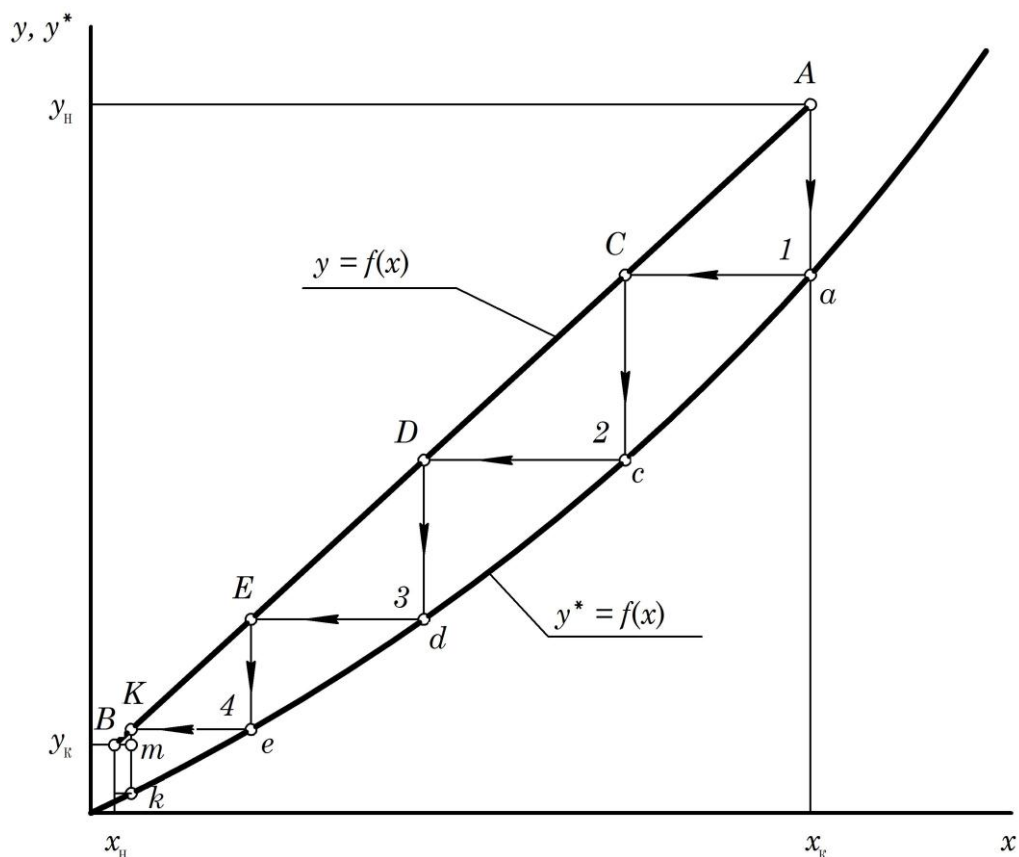


Рис. 11. Определение числа теоретических тарелок графическим путем

На x - y -диаграмме строят линии равновесия $y^* = f(x)$ и рабочую $y = f(x)$. Вертикальный отрезок Aa между рабочей и равновесной линиями показывает изменение состава отдающей газовой фазы на первой теоретической тарелке, считая от входа этой фазы в аппарат. Горизонтальный отрезок Ca показывает изменение состава жидкой фазы на этой же тарелке. Таким образом, ломаная линия AaC (ступенька) характеризует изменение состава обеих фаз на первой теоретической тарелке. Для определения N_T взаимосвязанные ступеньки вписываются между рабочей и равновесной линиями на всем протяжении рабочей линии, т. е. от y_n до y_k (или от x_n до x_k). Число ступенек соответствует N_T , причем значение N_T может быть дробным. В представленном примере $N_T \approx 4,3$. Дробная часть теоретической ступени определена как отношение отрезков $\frac{Km}{Kk} \approx 0,3$.

16.6.7. Расчеты высоты контактной части массообменного аппарата могут быть проведены и по другим методикам, которые описаны в учебной и специальной литературе, например, итерационным методом (потарелочный расчет), графоаналитический с построением кинетической кривой и т. д.

17. АБСОРБЦИЯ

17.1. Основные термины, определения и обозначения

Газ, поглощаемый жидкостью при абсорбции, называют абсорбатом (абсорбтивом).

Жидкость, используемая при абсорбции для поглощения абсорбата, называется абсорбентом (поглотителем). Существуют понятия: свежий абсорбент – абсорбент, поступающий в абсорбер; отработанный абсорбент – абсорбент, покидающий абсорбер после взаимодействия с газовой смесью.

Газ, практически не растворимый в жидкости при абсорбции (пренебрежимо растворимый по сравнению с абсорбатом), называют газом-носителем (инертным газом).

Жидкая фаза в абсорбере представляет собой раствор абсорбата в абсорбенте. Отработанный абсорбент, а часто и свежий абсорбент, представляют растворы абсорбата. Поэтому, если хотят подчеркнуть, что подразумевается абсорбент, не содержащий абсорбата, пишут «чистый абсорбент».

В дальнейшем тексте настоящего подраздела при записи размерностей, выражающих составы фаз, приняты следующие сокращения: А – абсорбат; Ж – жидкость (раствор абсорбата в абсорбенте); ГС – газовая смесь; ГН – газ-носитель; ЧА – чистый абсорбент.

Также приняты обозначения:

G_n и G_k – молярные расходы газовой смеси на входе (исходной) и на выходе (очищенной) из абсорбера, соответственно, кмоль/с;

G – молярный расход газа-носителя, кмоль/с;

L_n и L_k – молярные расходы свежего и отработанного абсорбента соответственно, кмоль/с;

L – молярный расход чистого абсорбента, кмоль/с.

Взаимосвязи G с G_n и G_k можно установить, используя уравнения (330), (332) и (333), взаимосвязи L с L_n и L_k – уравнения (331), (332) и (333).

17.2. Равновесие при абсорбции

17.2.1. При абсорбции труднорастворимых газов, даже при высоких давлениях и больших их содержаниях в разделяемой газовой смеси, как правило, образуются сильно разбавленные растворы абсорбата в абсорбенте. В этом случае для описания условий равновесия используется закон Генри (см. уравнения (320) и (321) в подпункте 16.2.2 настоящего раздела). При использовании в качестве абсорбента воды труднорастворимыми газами можно принять диоксид углерода, ацетилен, хлор, бром, сероводород. Значения константы растворимости E для них в зависимости от температуры приведены в справочном приложении настоящего пособия.

При выражении составов фаз через относительные молярные доли уравнение равновесия, полученное при использовании закона Генри, принимает вид

$$Y_A^* = \frac{EX_A}{P + X_A(P - E)}, \quad (384)$$

где Y_A^* – относительная молярная доля абсорбата в газовой смеси в условиях равновесия, кмоль А/кмоль ГН; E – константа растворимости абсорбата, Па; X_A – относительная молярная доля абсорбата в жидкой фазе, кмоль А/кмоль ЧА; P – давление в абсорбере, Па.

17.2.2. В процессе абсорбции паров при малых их содержаниях в исходной газовой смеси (как правило, не выше 0,03 кмоль абсорбата/кмоль газовой смеси) для установления равновесия между фазами используют закон Рауля (см. подпункт 16.2.3 настоящего раздела). Уравнение равновесия в этом случае также может быть представлено при выражении составов фаз через относительные молярные доли:

$$Y_A^* = \frac{P_{нА} X_A}{P + X_A(P - P_{нА})}, \quad (385)$$

где $P_{нА}$ – давление насыщенного пара абсорбата при температуре абсорбции, Па.

17.2.3. Для описания условий равновесия при абсорбции хорошо растворимых газов, например аммиака, диоксида серы, водой следует использовать справочные данные. Они представляются в виде таблиц или графических зависимостей. В них, как правило, дается взаимосвязь парциального давления абсорбата над раствором в условиях равновесия при определенных температурах с массовой долей абсорбата в растворе. Пересчет содержаний абсорбата в средах в требуемые для дальнейших расчетов единицы можно провести, используя материал пункта 4.16.1 настоящего пособия.

Для систем аммиак – вода и диоксид серы – вода данные по равновесию приведены в табличном виде в приложении настоящего пособия.

17.3. Материальный баланс абсорбера

17.3.1. Уравнения материального баланса абсорбера подробно представлены в пункте 16.3 настоящего раздела. Важнейшими из них являются зависимости (333)–(336).

17.3.2. Минимальный расход абсорбента на абсорбцию L_{\min} , кмоль/с, определяют из условия достижения полного насыщения жидкости абсорбатом на выходе ее из абсорбера. Исходя из этого расчетное уравнение для определения L_{\min} имеет вид

$$L_{\min} = \frac{M}{X_{\text{к}}^* - X_{\text{н}}}, \quad (386)$$

где $X_{\text{к}}^*$ – равновесная относительная молярная доля абсорбата в жидкой фазе на выходе ее из абсорбера, кмоль А/кмоль ЧА.

Для противоточного и прямоточного абсорберов $X_{\text{к}}^* = f(Y_{\text{н}})$ и $X_{\text{к}}^* = f(Y_{\text{к}})$ соответственно. Здесь $Y_{\text{н}}$ и $Y_{\text{к}}$ – относительные молярные доли абсорбата в газовой смеси на входе и выходе ее из абсорбера соответственно, кмоль А/кмоль ГН. Значение $X_{\text{к}}^*$ рассчитывают, используя уравнения равновесия ($X^* = f(Y)$) или определяют графически из X – Y -диаграммы с построенной на ней линией равновесия, где X и Y – относительные молярные доли абсорбата в жидкости и газовой фазе соответственно. Определение необходимых равновесных содержаний абсорбата в фазах по X – Y -диаграмме подобно определению равновесных содержаний распределяемого компонента по x – y -диаграмме, описанному в подпункте 16.3.5 настоящего раздела.

Внимание! Расчеты абсорбера могут быть проведены с использованием массовых расходов фаз, газа-носителя, чистого абсорбента, абсорбата. В таком случае обязательно использование выражения составов фаз через массовые доли абсорбата (его относительные массовые доли).

17.3.3. Рабочий расход чистого абсорбента L , кмоль/с, рассчитывают по формуле

$$L = \varphi L_{\min}, \quad (387)$$

где φ – коэффициент избытка поглотителя.

На практике обычно принимают φ в пределах от 1,15 до 1,50. При абсорбции легкорастворимых газов и паров значение φ может достигать 2,5 и более.

17.3.4. Относительная молярная доля абсорбата в отработанном абсорбенте, как правило, рассчитывается после определения рабочего расхода абсорбента:

$$X_{\text{к}} = X_{\text{н}} + \frac{M}{L}. \quad (388)$$

17.3.5. Построение рабочей линии абсорбера на X – Y -диаграмме проще всего провести следующим образом. Для противоточного абсорбера на диаграмму наносят точки $A(X_{\text{н}}; Y_{\text{к}})$ и $B(X_{\text{к}}; Y_{\text{н}})$ и соединяют отрезком прямой. Отрезок AB ввиду линейности зависимости $Y = f(X)$ и будет рабочей линией абсорбера (рис. 12).

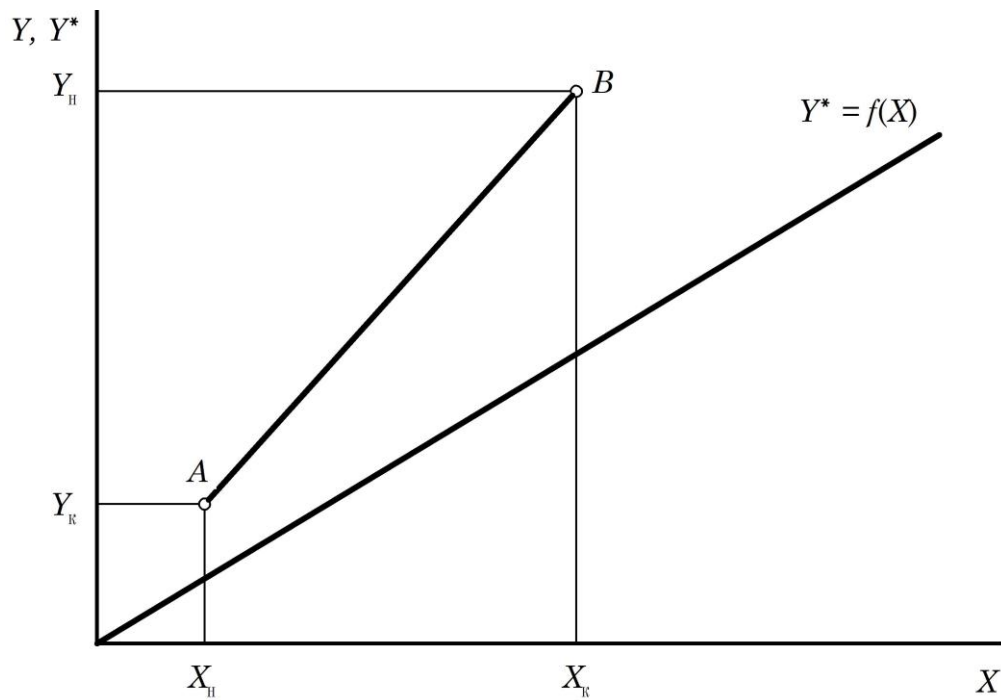


Рис. 12. К построению рабочей линии абсорбера:
 АВ – рабочая линия $Y = f(X)$; $Y^* = f(X)$ – линия равновесия

17.4. Расчет размеров абсорбера

17.4.1. Расчетный диаметр абсорбера колонного типа D_p , м, определяется по формуле

$$D_p = \sqrt{\frac{4V}{\pi w_p}}, \quad (389)$$

где V – объемный расход газовой фазы (смеси) через абсорбер при рабочих условиях, $\text{м}^3/\text{с}$; w_p – расчетная рабочая скорость газовой фазы в абсорбере, $\text{м}/\text{с}$.

17.4.2. При невысоком содержании абсорбата в исходной газовой смеси объемный расход ее мало меняется по длине (высоте) абсорбера. Поэтому при $y_n < 0,1$ кмоль А/кмоль ГС величину V для расчетов по уравнению (389) можно принять равной объемному расходу газовой смеси на входе в абсорбер V_n , $\text{м}^3/\text{с}$,

$$V_n = 22,4G_n \frac{T}{T_0} \frac{P_0}{P}, \quad (390)$$

где T и T_0 – рабочая температура в абсорбере и нормальная термодинамическая температура соответственно, К; P_0 и P – нормальное атмосферное давление и рабочее давление в абсорбере соответственно, Па.

17.4.3. Для насадочных абсорберов с насадкой, загруженной внавал, скорость w_p принимается в пределах от 70 до 90% от скорости захлебывания (предельной скорости) w_3 , $\text{м}/\text{с}$, которую рассчитывают по зависимости

$$\lg \left(\frac{w_a^2 \sigma \rho_y \mu_x^{0,16}}{g \varepsilon^3 \rho_x} \right) = A - B \left(\frac{L_M}{G_M} \right)^{0,25} \left(\frac{\rho_y}{\rho_x} \right)^{0,125}, \quad (391)$$

где σ – удельная поверхность насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$; ρ_y – плотность газовой фазы при рабочих условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$; μ_x – динамическая вязкость жидкой фазы при рабочей температуре, $\text{мПа}\cdot\text{с}$; g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; ε – относительный свободный объем насадки, $\text{м}^3/\text{м}^3$; ρ_x – плотность жидкой фазы при рабочей температуре, $\text{кг}/\text{м}^3$; A и B – коэффициенты, величина которых зависит от типа насадки и размера насадочных тел; L_M и G_M – массовые расходы жидкой и газовой фаз через абсорбер соответственно, $\text{кг}/\text{с}$.

Значения σ и ε , а также эквивалентный диаметр насадки d_s , м , зависят от типа насадки, размера насадочных тел, материала, из которого изготовлена насадка. Эти значения для некоторых широко распространенных насадок приведены в справочном приложении настоящего пособия.

Вследствие изменения составов фаз в абсорбере плотности газовой смеси и жидкости по длине аппарата меняются. При невысоких содержаниях абсорбата в них ($y_n < 0,1$ кмоль А/кмоль ГС, $x_k < 0,1$ кмоль А/кмоль Ж) можно принять допущения при расчетах по формуле (391): ρ_y соответствует плотности газовой смеси на входе в абсорбер; ρ_x соответствует плотности чистого абсорбента.

Для насадочных тел, загруженных внавал: в виде колец $A = -0,073$, $B = 1,75$; колец Палля $A = -0,49$, $B = 1,04$; седел размером 25 мм $A = -0,33$, $B = 1,04$; седел размером 50 мм $A = -0,58$, $B = 1,04$.

Для снижения погрешности расчетов по формуле (391) при одновременном упрощении их расходы L_M и G_M рекомендуется принимать как массовый расход отработанного абсорбента и массовый расход исходной газовой смеси соответственно:

$$L_M = L_k M_{xk}; \quad (392)$$

$$G_M = G_n M_{yn}, \quad (393)$$

где M_{xk} и M_{yn} – молярные массы отработанного абсорбента и исходной газовой смеси соответственно, $\text{кг}/\text{кмоль}$.

$$M_{xk} = M_A x_k + M_{чА} (1 - x_k); \quad (394)$$

$$M_{yn} = M_A y_n + M_{ГН} (1 - y_n), \quad (395)$$

где M_A , $M_{чА}$, $M_{ГН}$ – молярные массы абсорбата, чистого абсорбента и газа-носителя соответственно, $\text{кг}/\text{кмоль}$.

При $x_k < 0,02$ кмоль А/кмоль Ж допускается принимать приблизительно $M_{xk} \approx M_{чА}$, при $y_n < 0,02$ кмоль А/кмоль ГС допускается принимать $M_{yn} \approx M_{ГН}$ (за исключением случая, если газ-носитель – водород).

17.4.4. Для колонных абсорберов с ситчатыми и колпачковыми тарелками расчетная рабочая скорость определяется по зависимости

$$w_p = C \sqrt{\frac{\rho_x - \rho_y}{\rho_y}}, \quad (396)$$

где C – коэффициент, величина которого зависит от типа тарелки и межтарельчатого расстояния h_T .

Значения C можно определить по рис. 13.

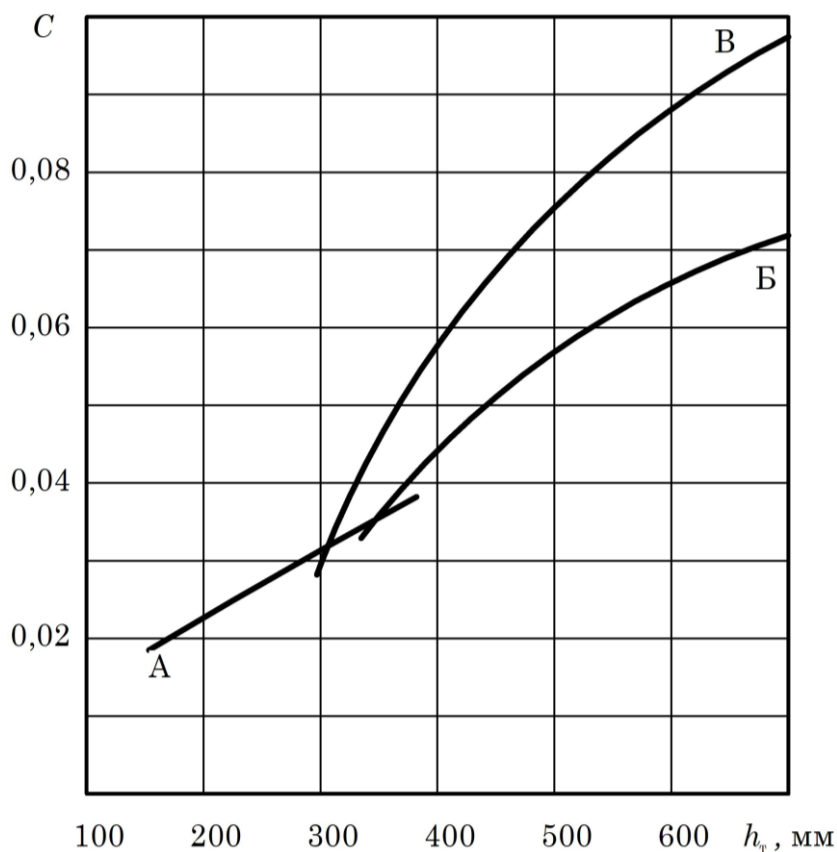


Рис. 13. Значение константы C в формуле (396):
 А, Б – колпачковые тарелки с круглыми колпачками;
 В – ситчатые тарелки

Значения ρ_x и ρ_y рекомендуется принимать с теми же допущениями, что и при расчете w_3 для насадочного абсорбера.

17.4.5. Полученный по формуле (389) D_p округляется до ближайшего стандартного диаметра колонного аппарата (обычно с запасом). Ряд стандартных диаметров колонных аппаратов D_k , м: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8; 3,0; 3,2; 3,6.

После приведения диаметра абсорбера к стандартному значению при необходимости рассчитывается действительная рабочая скорость газа на полное поперечное сечение аппарата w , м/с,

$$w = w_p \left(\frac{D_p}{D_k} \right)^2. \quad (397)$$

17.4.6. Высоту контактной части абсорбера рассчитывают по методикам и в соответствии с рекомендациями, которые изложены в подпунктах 16.6.2–16.6.6 подраздела 16 настоящего пособия. При этих расчетах межтарельчатые расстояния для колонн с ситчатыми и колпачковыми тарелками обычно принимают в пределах от 0,25 до 0,60 м (через 0,05 м). Расчетную высоту насадки округляют в большую сторону с точностью 0,5 м. При необходимости при большой высоте насадки ее секционируют – разделяют на несколько последовательно расположенных слоев.

17.4.7. Производя расчеты высоты контактной части насадочного абсорбера с насадкой, загруженной внавал, коэффициент массоотдачи в газовой фазе β_y , кмоль $A/(m^2 \cdot c \cdot \text{кмоль } A/\text{кмоль } ГС)$, можно определить по критериальной зависимости:

$$Nu'_y = 0,407 \frac{\rho_y}{M_y} Re_y^{0,655} (Pr'_y)^{0,33}, \quad (398)$$

где ρ_y – плотность газовой фазы при рабочих условиях, $кг/м^3$; M_y – молярная масса газовой фазы, $кг/кмоль$; Re_y – число Рейнольдса для газовой фазы.

$$Re_y = \frac{4\omega\rho_y}{\sigma\mu_y}, \quad (399)$$

где μ_y – динамическая вязкость газовой смеси, $Па \cdot с$.

Для насадочного аппарата коэффициент массоотдачи в жидкой фазе β_x , кмоль $A/(m^2 \cdot c \cdot \text{кмоль } A/\text{кмоль } Ж)$, рассчитывают по критериальной зависимости:

$$Nu'_x = 0,0021 \frac{\rho_x}{M_x} Re_x^{0,75} (Pr'_x)^{0,5}, \quad (400)$$

где ρ_x – плотность жидкой фазы, $кг/м^3$; M_x – молярная масса жидкой фазы, $кг/кмоль$; Re_x – число Рейнольдса для жидкой фазы.

$$Re_x = \frac{4L_M}{S\sigma\psi\mu_x}, \quad (401)$$

где $S = \frac{\pi D_k^2}{4}$ – площадь поперечного сечения колонны, $м^2$; ψ – коэффициент смоченности насадки.

Значение ψ в основном зависит от удельной поверхности насадки и плотности орошения U , $м^3/м^2$,

$$U = \frac{L_V}{S}, \quad (402)$$

где L_V – объемный расход жидкости, $м^3/с$.

$$L_V = \frac{L_M}{\rho_x}. \quad (403)$$

17.5. Гидравлический расчет абсорберов

17.5.1. Гидравлическое сопротивление орошаемого насадочного абсорбера ΔP_{op} , $Па$, рассчитывают по формуле

$$\Delta P_{op} = A \Delta P_{сух}, \quad (404)$$

где A – коэффициент; $\Delta P_{сух}$ – гидравлическое сопротивление данного слоя неорошаемой (сухой) насадки, $Па$.

Значение $\Delta P_{сух}$ определяют по зависимости

$$\Delta P_{сух} = \lambda \frac{H}{d_s} \frac{\rho_y w^2}{2\varepsilon^2}, \quad (405)$$

где λ – эффективный коэффициент трения для потока газа, движущегося в слое насадки.

Для слоя насадки, засыпанной внавал:

– при $Re_y < 40$

$$\lambda = \frac{140}{Re_y}; \quad (406)$$

– при $Re_y \geq 40$

$$\lambda = \frac{16}{Re_y^{0,2}}. \quad (407)$$

При плотности орошения в абсорбере $U \leq 0,02 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ коэффициент A может быть рассчитан по формуле Лева:

$$A = 10^{bU}, \quad (408)$$

где b – коэффициент, величина которого зависит от типа насадки и размера насадочных тел.

Для некоторых типов насадок значения коэффициента b приведены в табл. 4.

Таблица 4

Значения коэффициента b для насадок

Тип насадки	Способ укладки насадки	Размер насадочных тел, мм	b
Кольца Рашига	Упорядоченно	50	173
		80	144
		100	119
	Внавал	25	184
		50	169
Кольца Палля	Внавал	50	126
Седла «Инталлокс»	Внавал	25	33
		50	28
Седла Берля	Внавал	25	30

При $U > 0,02 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ коэффициент A рекомендуется рассчитывать по формуле

$$A = 1 + 8,4 \left(\frac{L_M}{G_M} \right)^{0,4} \left(\frac{\rho_y}{\rho_x} \right)^{0,23}. \quad (409)$$

17.5.2. Гидравлическое сопротивление тарельчатого абсорбера ΔP_a , Па, следует рассчитывать по формуле

$$\Delta P_a = \Delta P_t N, \quad (410)$$

где ΔP_t – гидравлическое сопротивление тарелки, Па.

Для ситчатых и колпачковых тарелок

$$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_\sigma + \Delta P_{гж}, \quad (411)$$

где ΔP_c – гидравлическое сопротивление сухой тарелки, Па; ΔP_σ – гидравлическое сопротивление, обусловленное преодолением сил поверхностного натяжения жидкости, Па; $\Delta P_{гж}$ – гидравлическое сопротивление, обусловленное гидростатическим давлением столба газожидкостной смеси на тарелке, Па.

$$\Delta P_c = \xi \frac{\rho_y w^2}{2f_{св}^2}, \quad (412)$$

где ξ – коэффициент сопротивления тарелки; $f_{св}$ – относительное свободное сечение тарелки, m^2/m^2 .

Значения ξ и $f_{св}$ зависят от типа и исполнения тарелки. Для ситчатых тарелок при $f_{св}$ от 0,07 до 0,10 m^2/m^2 принимают $\xi = 1,82$, при $f_{св}$ от 0,10 до 0,25 m^2/m^2 – $\xi = 1,45$. Для колпачковых тарелок принимают ξ от 4,5 до 5,0, для решетчатых и дырчатых провальных – от 1,4 до 1,5.

$$\Delta P_\sigma = \frac{4\sigma_x}{d_3}, \quad (413)$$

где σ_x – поверхностное натяжение жидкости, Дж/м²; d_3 – эквивалентный диаметр отверстия тарелки (прорези в колпачке) для прохода газа, м.

Для решетчатых тарелок и колпачков с прямоугольными прорезями $d_3 = 2b$, где b – ширина щели (отверстия) решетчатой тарелки или ширина прорези в стенке колпачка, м.

Для ситчатой тарелки $\Delta P_{гж}$ можно вычислить по формуле

$$\Delta P_{гж} = 0,65\rho_x g(h_{п} + \Delta h), \quad (414)$$

где $h_{п}$ – высота сливного порога (переливного порога, переливной планки) тарелки, м; Δh – уровень жидкости на сливном пороге, м.

Высота сливного порога из нормализованного ряда размеров (в миллиметрах): 25; 32; 40; 50; 60. Значение Δh рассчитывают следующим образом:

$$\Delta h \approx 1,05 \left(\frac{L_V}{\Pi} \right)^{\frac{2}{3}}, \quad (415)$$

где Π – периметр слива (длина сливного порога) тарелки, м.

Для колпачковой тарелки $\Delta P_{гж}$ рассчитывают по формуле

$$\Delta P_{гж} = 0,65\rho_x g(l + 0,5e + \Delta h), \quad (416)$$

где l – расстояние от верхнего уровня прорезей в стенке колпачка до уровня сливного порога (см. рис. 14), м; e – высота прорезей, м.

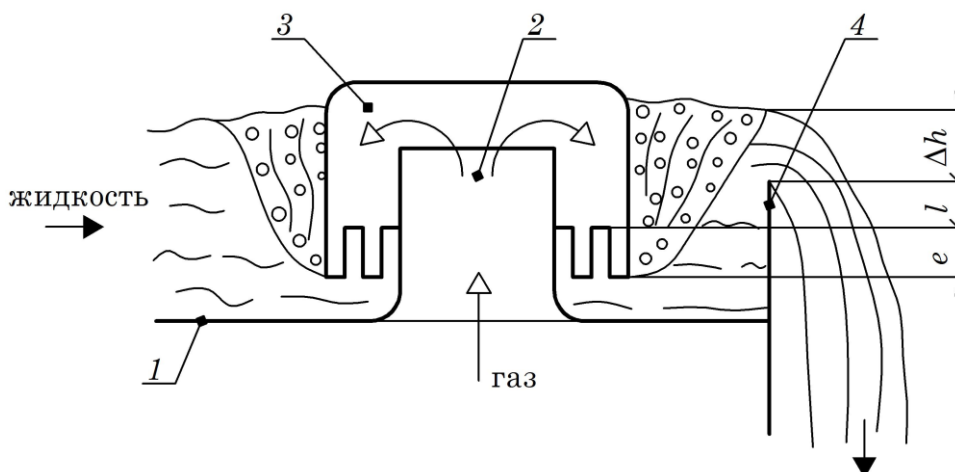


Рис. 14. К расчету гидравлического сопротивления колпачковой тарелки:
1 – полотно (основание) тарелки; 2 – патрубок; 3 – колпачок; 4 – сливной порог

18. ПЕРЕГОНКА И РЕКТИФИКАЦИЯ

18.1. Основные определения

Перегонка и ее разновидность ректификация предназначены для разделения гомогенных жидких смесей, компоненты которых отличаются летучестью (температурой кипения), на продукты, обогащенные в большей мере, по сравнению с исходной смесью, низкокипящим (низкокипящими) НК и высококипящим (высококипящими) ВК компонентами. Продукт разделения, обогащенный НК, называют дистиллятом, а продукт, обогащенный ВК, – остатком (кубовым остатком). НК называют еще легколетучим компонентом, а ВК – труднолетучим. Простая перегонка основана на однократном частичном испарении исходной смеси с последующей конденсацией полученного пара. Конденсат полученного при этом пара обогащен НК и представляет собой дистиллят.

Для получения дистиллята с высоким содержанием НК и кубового остатка с высоким содержанием ВК в промышленных условиях в основном используют ректификацию. При ректификации неравновесные паровая и жидкая фазы движутся, взаимодействуя, в аппарате противоточно. Жидкая фаза насыщается ВК за счет его конденсации из паровой, а паровая – обогащается НК за счет его испарения из жидкости.

Бинарной ректификацией называют ректификацию двухкомпонентных (бинарных) смесей. Состав исходного продукта, продуктов разделения – дистиллята и кубового остатка, а также фаз выражают через содержание в них НК. Наиболее компактные и удобные в использовании расчетные зависимости и уравнения при этом получаются, если содержание НК выражено в молярных долях.

В последующем материале подраздела представлены теоретические положения, уравнения, указания, рекомендации и другие методические мате-

риалы, которые применяются при расчетах непрерывной бинарной ректификации.

18.2. Равновесие в системе жидкость – пар при перегонке и ректификации

При расчетах бинарной ректификации (перегонки) равновесие в системе жидкость – пар описывают преимущественно x - y -диаграммой и t - x - y -диаграммой. Вид данных диаграмм для смеси двух неограниченно взаиморастворимых жидкостей, не обладающих свойством образовывать азеотропную смесь, представлен на рис. 15 и 16. Как правило, указанные диаграммы строят, используя справочные данные по равновесию. При отсутствии данных по равновесию для заданной смеси значения величин, необходимых для построения x - y - и t - x - y -диаграмм, получают расчетным путем, используя закон Рауля.

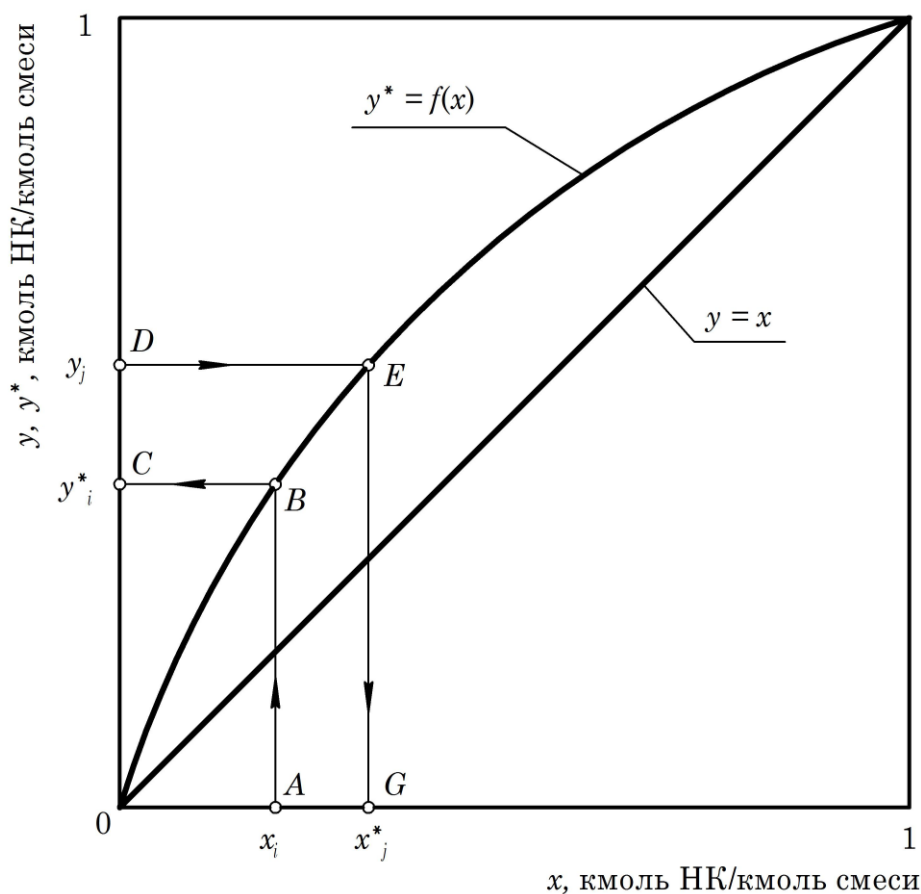


Рис. 15 x - y -диаграмма для двухкомпонентной смеси:

$y^* = f(x)$ – равновесная линия; $y = x$ – линия равных концентраций. Ломаная ABC показывает определение состава пара y_i^* , находящегося в равновесии с жидкостью, содержание НК в которой составляет x_i . Линия DEG иллюстрирует определение состава жидкости x_j^* , находящейся в равновесии с паром, содержание НК в котором y_j

На рис. 15 кривая $y^* = f(x)$ представляет собой линию равновесия, описывающую взаимосвязь равновесной молярной доли НК в паре y^* , кмоль НК/кмоль смеси,

с действующей (рабочей) молярной долей НК в жидкости x , кмоль НК/кмоль смеси, при постоянном давлении. В рассматриваемом случае равновесная линия $y^* = f(x)$ на всем своем протяжении, за исключением точек с координатами $x = 0, y^* = 0$ и $x = 1, y^* = 1$, лежит выше линии $y = x$, где y – текущая молярная доля НК в паровой фазе, кмоль НК/кмоль смеси. Вспомогательную линию $y = x$ называют линией равных концентраций (составов).

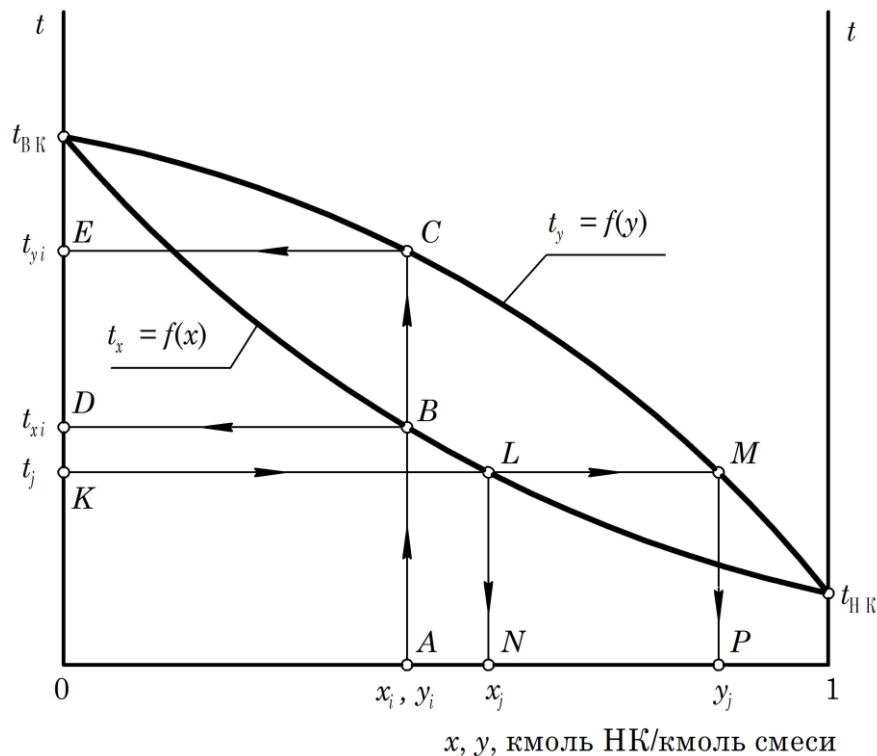


Рис. 16 t - x - y -диаграмма для двухкомпонентной смеси:

- $t_x = f(x)$ – зависимость температуры кипения жидкости от ее состава (линия кипения);
- $t_y = f(y)$ – зависимость температуры конденсации пара от его состава (линия конденсации);
- ABD – определение температуры кипения жидкости t_{xi} при содержании НК в ней x_i ;
- ACE – определение температуры конденсации пара t_{yi} при содержании НК в нем y_i ;
- KLN – определение содержания НК в жидкости x_j , кипящей при температуре t_j ;
- KMP – определение содержания НК в паре y_j , конденсирующемся при температуре t_j

На рис. 16 кривая $t_x = f(x)$ характеризует зависимость температуры кипения жидкости t_x от содержания в ней НК x , кривая $t_y = f(y)$ – зависимость температуры конденсации пара t_y от содержания в нем НК y при постоянном давлении.

Точка t_{BK} отображает температуру насыщения (кипения и конденсации) чистого ВК, а точка t_{HK} – температуру насыщения чистого НК.

18.3. Уравнения материального баланса

18.3.1. Взаимосвязь молярного расхода исходной смеси F , кмоль/с, с расходами дистиллята и кубового остатка D и W , кмоль/с, соответственно выражается формулой

$$F = D + W. \quad (417)$$

18.3.2. Взаимосвязь молярных расходов НК с исходной смесью, дистиллятом и кубовым остатком определяется уравнением

$$Fx_F = Dx_D + Wx_W, \quad (418)$$

где x_F, x_D, x_W – молярные доли НК в исходной смеси, дистилляте и кубовом остатке соответственно, кмоль НК/кмоль смеси.

18.3.3. Жидкость, поступающая на орошение верхней части колонны, называется флегмой. Флегма – это часть конденсата паров, выходящих из верхней части колонны, возвращаемая обратно в колонну. Состав флегмы принимают идентичным составу паров, выходящих из верхней части колонны, и, соответственно, составу дистиллята. Отношение молярного расхода флегмы G_R , кмоль/с, к молярному расходу дистиллята называют флегмовым числом R . Поэтому

$$G_R = DR, \quad (419)$$

а молярный расход паров флегмы и дистиллята, покидающих колонну G , кмоль/с, равняется

$$G = D(R + 1). \quad (420)$$

18.3.4. Для адиабатической ректификации молярный расход паров в любом сечении ректификационной колонны принимается постоянным и равным G . Для произвольного сечения колонны массовый расход пара G_M , кг/с, может быть определен по уравнению

$$G_M = M_y D(R + 1), \quad (421)$$

где M_y – молярная масса пара в данном сечении колонны, кмоль/с.

Из уравнения (421) для произвольного сечения ректификационной колонны объемный расход пара V_y , м³/с, рассчитывается

$$V_y = 22,4 \frac{P_0}{P} \frac{(t_y + 273)}{273} D(R + 1), \quad (422)$$

где P – рабочее давление в колонне, Па; P_0 – нормальное барометрическое давление, Па; t_y – температура пара в данном сечении колонны, °С.

Для большинства случаев $P \approx P_0$. Значение t_y определяют в зависимости от состава пара по t - x - y -диаграмме.

18.3.5. Молярный расход жидкости в верхней (укрепляющей) части ректификационной колонны L_B , кмоль/с, при адиабатической ректификации равен молярному расходу флегмы G_R . Поэтому массовый расход жидкости в любом сечении верхней части колонны $L_{MБ}$, кг/с, вычисляется по формуле

$$L_{MБ} = M_{xБ} DR, \quad (423)$$

где $M_{xБ}$ – молярная масса жидкости в данном сечении колонны, кг/кмоль.

Из формулы (423) объемный расход жидкости через данное сечение верхней части колонны $V_{xБ}$, м³/с, определяется следующим образом:

$$V_{xв} = \frac{M_{xв} DR}{\rho_{xв}}, \quad (424)$$

где $\rho_{xв}$ – плотность жидкости в данном сечении колонны, кг/м³.

Величина $\rho_{xв}$ определяется в зависимости от состава жидкости и ее температуры $t_{xв}$, °С, в указанном сечении. Значение $t_{xв}$ определяют по t - x - y -диаграмме для данного состава жидкости.

18.3.6. Молярный расход жидкости в нижней (исчерпывающей) части ректификационной колонны L_n , кмоль/с, равен сумме молярных расходов исходной смеси (питания) и флегмы:

$$L_n = G_R + F, \quad (425)$$

или

$$L_n = D(R + f), \quad (426)$$

где f – относительный молярный расход питания (число питания).

$$f = \frac{F}{D}. \quad (427)$$

Массовый расход жидкости через произвольное сечение нижней части колонны $L_{Mн}$, кг/с, рассчитывается из (426) по уравнению

$$L_{Mн} = M_{xн} D(R + f), \quad (428)$$

где $M_{xн}$ – молярная масса жидкости в данном сечении колонны, кг/кмоль.

Объемный расход жидкости через произвольное сечение нижней части ректификационной колонны $V_{xн}$, м³/с, рассчитывается по уравнению

$$V_{xн} = \frac{M_{xн} D(R + f)}{\rho_{xн}}, \quad (429)$$

где $\rho_{xн}$ – плотность жидкости в расчетном сечении нижней части колонны, кг/м³.

Величина $\rho_{xн}$ определяется в зависимости от состава жидкости и ее температуры $t_{xн}$, °С (подобно определению $\rho_{xв}$ в подпункте 18.3.5).

18.4. Уравнения рабочих линий ректификационной колонны

18.4.1. Для верхней части ректификационной колонны уравнение рабочей линии записывается

$$y_b = \frac{R}{R+1} x_b + \frac{x_D}{R+1}, \quad (430)$$

где y_b и x_b – текущие молярные доли НК в паровой и жидкой фазах соответственно, кмоль НК/кмоль смеси.

18.4.2. Для нижней части ректификационной колонны уравнение рабочей линии имеет вид

$$y_n = \frac{R+f}{R+1} x_n - \frac{f-1}{R+1} x_w, \quad (431)$$

где y_n и x_n – текущие молярные доли НК в паровой и жидкой фазах соответственно, кмоль НК/кмоль смеси.

18.4.3. Построение рабочих линий на x – y -диаграмме рекомендуется осуществлять следующим образом. На диаграмму наносится линия равных концентраций $y = x$, представляющая собой отрезок прямой, соединяющий точки $O(0; 0)$ и $S(1; 1)$ – диагональ диаграммы (см. рис. 17). На линию равных концентраций наносят точки $A(x_W; y_W = x_W)$ и $B(x_D; y_D = x_D)$. Точки A и B характеризуют составы пара и жидкости на нижнем и верхнем концах зоны взаимодействия в колонне. Затем вычисляют значение рабочего состава пара на так называемой тарелке питания, т. е. в верхнем сечении нижней части колонны, которое одновременно является нижним сечением верхней части колонны, y_F , кмоль НК/кмоль смеси:

$$y_F = \frac{R}{R+1} x_F + \frac{x_D}{R+1}. \quad (432)$$

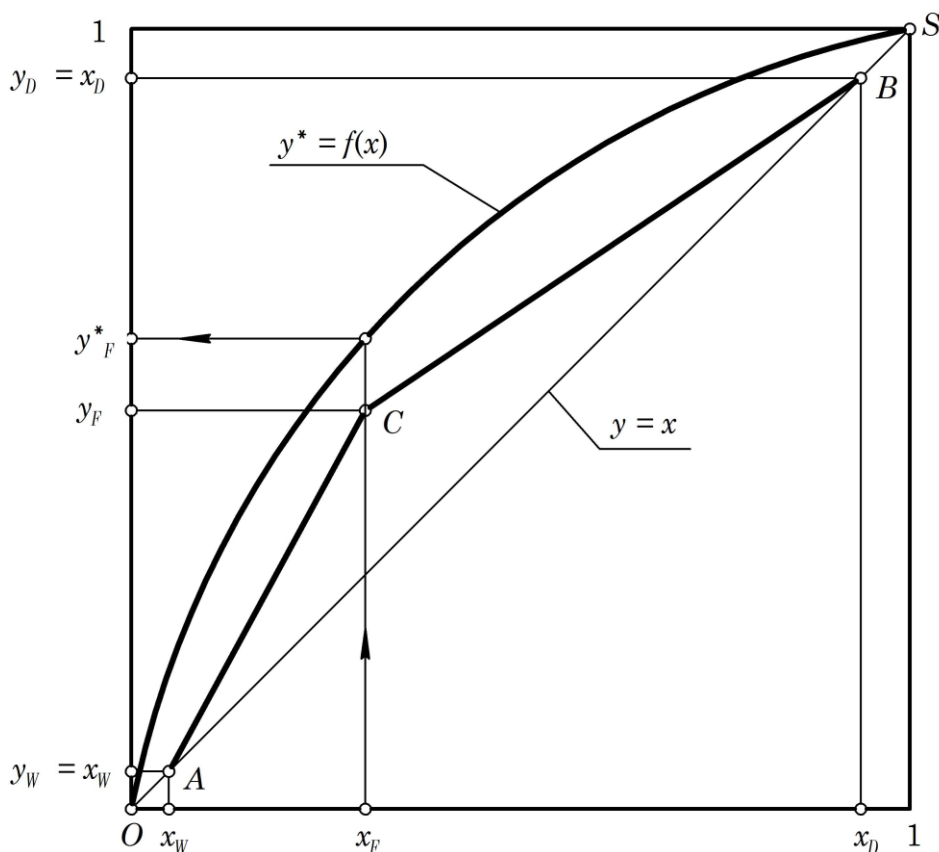


Рис. 17. К построению рабочих линий ректификационной колонны:
 AC – рабочая линия исчерпывающей части колонны;
 BC – рабочая линия укрепляющей части колонны;
 $y = x$ – линия равных концентраций; $y^* = f(x)$ – линия равновесия

На x – y -диаграмму наносят точку $C(x_F; y_F)$, а затем эту точку соединяют отрезками прямой с точками A и B . Отрезок AC – рабочая линия нижней (исчерпывающей) части колонны, отрезок BC – рабочая линия верхней (укрепляющей) части колонны.

Внимание! x - y -диаграмму для описания процесса ректификации следует строить при обязательном условии выражения составов пара и жидкости через молярные доли. Если в результате построений рабочие линии или хотя бы одна из них пересекает линию (касается линии) равновесия $y^* = f(x)$, при расчетах или построениях допущены ошибки.

18.5. Минимальное и рабочее флегмовые числа

18.5.1. Минимальное флегмовое число R_{\min} определяется из условия минимально возможной движущей силы в ректификационной колонне. Обычно указанное условие выполняется, если на тарелке питания колонны устанавливается равновесие фаз. В таком случае $y_F = y_F^*$, где y_F^* – молярная доля НК в паре в условиях его равновесия с исходной смесью, подаваемой в колонну, кмоль НК/кмоль смеси. При этом $y_F^* = f(x_F)$ и ее значение обычно определяется графическим путем по x - y - диаграмме (см. рис. 17). После определения y_F^* значение R_{\min} рассчитывается по формуле

$$R_{\min} = \frac{x_D - y_F^*}{y_F^* - x_F}. \quad (433)$$

В случае пересечения одной из рабочих линий колонны линии равновесия при выполнении условия $y_F = y_F^*$ значение R_{\min} определяют методом касательной (см. пример 6.13 [2]).

18.5.2. Рабочее флегмовое число R связано с R_{\min} зависимостью

$$R = \beta R_{\min}, \quad (434)$$

где β – коэффициент избытка флегмы.

В идеале значение R должно удовлетворять оптимальным технико-экономическим показателям работы ректификационной установки, т. е. обеспечению ее заданных производительности и качества разделения при минимальных приведенных затратах. Простейшей зависимостью для приближенного определения оптимального флегмового числа является эмпирическая формула:

$$R = 1,3R_{\min} + 0,3. \quad (435)$$

18.6. Определение размеров ректификационной колонны

18.6.1. Диаметр ректификационной колонны определяется подобно диаметру колонного абсорбера, что описано в пункте 17.4 настоящего раздела. В расчетную формулу для определения диаметра аппарата при этом подставляют объемный расход пара. Расчет диаметра обычно ведут либо для колонны в целом, либо отдельно для нижней и верхней ее частей.

18.6.2. При расчетах для колонны в целом определяют средний для нее состав жидкости x_{cp} , кмоль НК/кмоль смеси, по формуле

$$x_{cp} = \frac{x_W + x_D}{2}. \quad (436)$$

Затем, используя уравнения рабочих линий либо их изображение на x - y - диаграмме, определяют $y_{cp} = f(x_{cp})$, где y_{cp} – средняя молярная доля НК в паре по колон-

не в целом, кмоль НК/кмоль смеси. После определения x_{cp} и y_{cp} , используя t - x - y -диаграмму, определяю t_{xcp} и t_{ycp} – средние температуры жидкости и пара по колонне. При расчетах объемных и массовых расходов жидкости и пара (см. пункт 18.3 настоящего подраздела), а также их свойств значения x_{cp} , y_{cp} , t_{xcp} и t_{ycp} будут определяющими.

18.6.3. При расчетах отдельно для верхней и нижней частей колонны рассчитывают средние составы жидкости для нижней и верхней частей колонны x_{cp}^H и x_{cp}^B соответственно, кмоль НК/кмоль смеси, по формулам

$$x_{cp}^H = \frac{x_W + x_F}{2}; \quad (437)$$

$$x_{cp}^B = \frac{x_F + x_D}{2}. \quad (438)$$

Дальнейшие процедуры по определению средних составов пара в нижней и верхней частях колонны y_{cp}^H и y_{cp}^B , кмоль НК/кмоль смеси, соответственно, их температур и расходов осуществляют аналогично подобным процедурам, описанным в предыдущем подпункте.

18.6.4. Расчет рабочих скоростей пара в тарельчатых и насадочных колоннах ведут аналогично расчету рабочих скоростей газа в тарельчатых и насадочных абсорберах (подпункты 17.4.3 и 17.4.4 настоящего раздела).

18.6.5. Расчет высоты тарельчатой части тарельчатой ректификационной колонны проводят по формуле (381). Значением межтарельчатого расстояния h_T при этом задаются в соответствии с рекомендациями, изложенными в подпункте 17.4.6 настоящего подраздела. Число теоретических ступеней контакта N_T , необходимое для расчета числа действительных тарелок N по формуле (383), определяют, как правило, графическим путем (см. подпункт 16.6.5 настоящего подраздела), вписывая ступеньки на участке от x_W до x_D между рабочей и равновесными линиями. Эффективность барботажных (ситчатых, колпачковых и др.) тарелок при ректификации η может быть определена приближенно из графика, представленного на рис. 18. На указанном рисунке: α – относительная летучесть компонентов смеси; μ – динамическая вязкость жидкости, мПа·с.

Расчет значения α проводят по формуле (325), определяющей температурой при этом является температура жидкой смеси. Значение μ определяют в соответствии с составом жидкой смеси и ее температурой. Для среднего значения η в целом по колонне определяющим составом жидкости является x_{cp} , для средних в нижней и верхней частях ее – x_{cp}^H и x_{cp}^B соответственно.

При длине пути жидкости по тарелке $l > 0,9$ м значение η , определенное по рис. 18, корректируют, применив формулу

$$\eta_l = \eta(1 + \Delta), \quad (439)$$

где η_l – значение эффективности тарелки с учетом корректирующего параметра Δ .

Величина Δ определяется по рис. 19 в зависимости от l .

Значение l можно рассчитать, руководствуясь схемой тарелки на рис. 20.

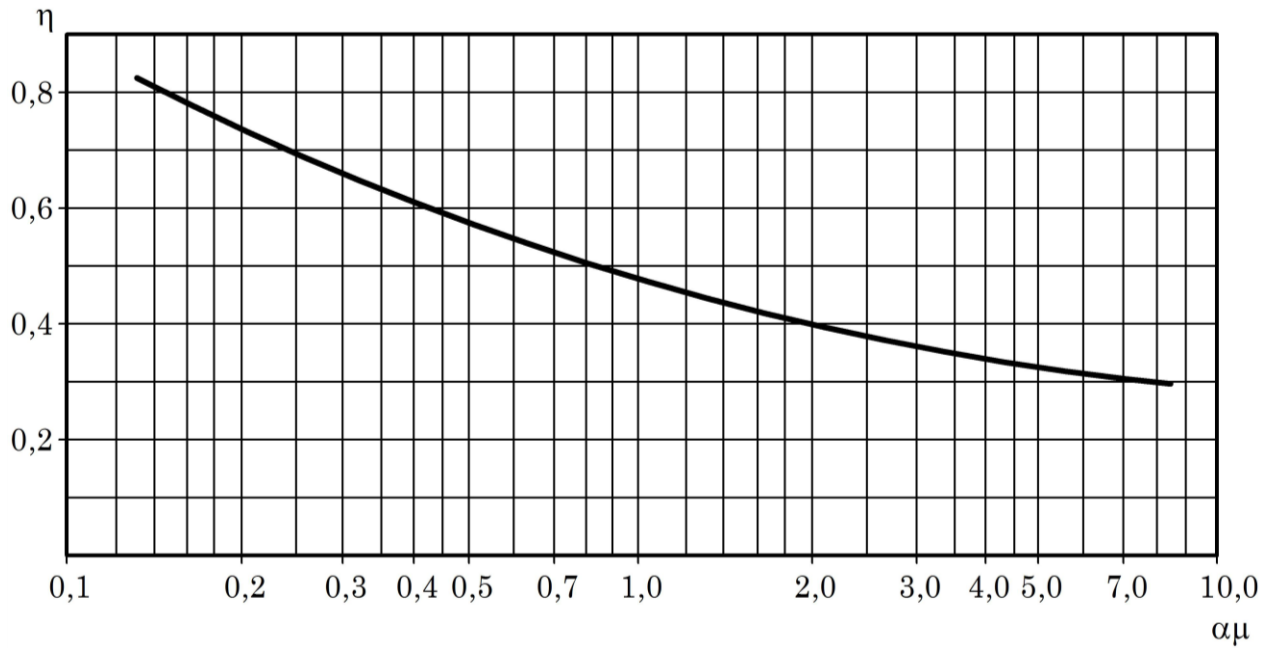


Рис. 18. Зависимость η барботажных тарелок при ректификации от свойств жидкой смеси

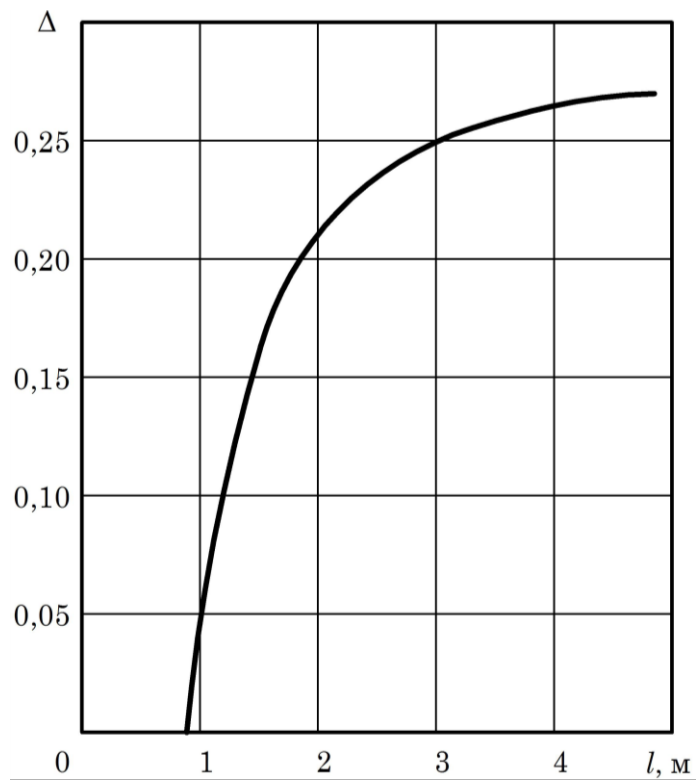


Рис. 19. Значение Δ в формуле (439) в зависимости от длины пути жидкости по тарелке l

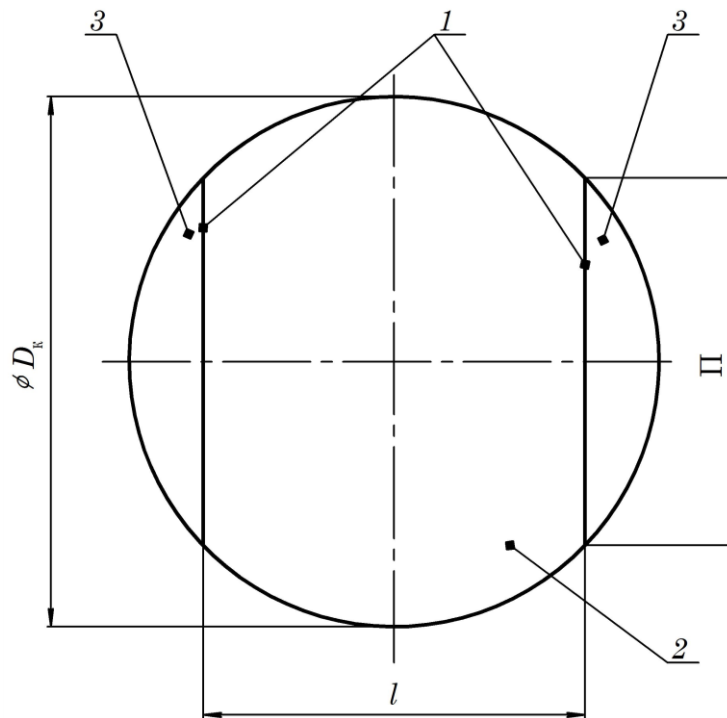


Рис. 20. К определению длины пути жидкости по тарелке:
 1 – переливные планки; 2 – рабочая часть тарелки; 3 – переливы;
 D_k – диаметр колонны; П – периметр слива

18.7. Основные тепловые расчеты ректификационной установки

18.7.1. Тепловая мощность дефлегматора ректификационной установки Q_D , Вт, рассчитывается по формуле

$$Q_D = r_D M_D D (R + 1), \quad (440)$$

где r_D – удельная массовая теплота конденсации пара дистиллята, Дж/кг;
 M_D – молярная масса дистиллята, кг/кмоль.

18.7.2. Тепловая мощность испарителя (кипятильника) ректификационной установки Q_K , Вт, рассчитывается по формуле

$$Q_K = Q_D + c_D M_D D t_D + c_W M_W W t_W - c_F M_F F t_F + Q_{пот}, \quad (441)$$

где c_D, c_W, c_F – удельные массовые теплоемкости дистиллята, кубового остатка и исходной смеси соответственно, Дж/(кг·°C); t_D, t_W, t_F – температуры кипения дистиллята, кубового остатка и исходной смеси соответственно, °C; M_W и M_F – молярные массы кубового остатка и исходной смеси соответственно, кг/кмоль; $Q_{пот}$ – расход тепла, теряемого в окружающую среду, Вт.

Внимание! Расчет удельных теплоемкости и теплоты фазового перехода смесей см. пункт 11.2 настоящего раздела.

19. СУШКА

19.1. Материальный баланс сушилки по высушиваемому материалу

19.1.1. Влажность материала выражают в расчете на:

– общую массу (массу влажного материала) u , кг влаги/кг влажного материала;

– массу абсолютно сухого материала U , кг влаги/кг абсолютно сухого материала.

Значения u и U связаны следующими соотношениями:

$$U = \frac{u}{1-u}; \quad (442)$$

$$u = \frac{U}{1+U}. \quad (443)$$

В дальнейшем тексте для u и U будут использованы размерности, записанные в сокращенной форме, т. е. кг/кг.

19.1.2. Расходы влажного и высушенного материала G_H и G_K , кг/с, связаны между собой зависимостью

$$W = G_H - G_K, \quad (444)$$

где W – расход влаги, удаляемой из материала при сушке, кг/с.

Величина W может быть также определена по следующим формулам:

$$W = G_H \frac{u_H - u_K}{1 - u_K}; \quad (445)$$

$$W = G_K \frac{u_H - u_K}{1 - u_H}; \quad (446)$$

$$W = G(U_H - U_K), \quad (447)$$

где u_H и u_K – влажность исходного и высушенного материала в расчете на общую массу соответственно, кг/кг; G – расход абсолютно сухого материала, кг/с; U_H и U_K – влажность исходного и высушенного материала в расчете на массу абсолютно сухого материала соответственно, кг/кг.

Расход абсолютно сухого материала

$$G = G_H (1 - u_H) = \frac{G_H}{1 + U_H}; \quad (448)$$

$$G = G_K (1 - u_K) = \frac{G_K}{1 + U_K}. \quad (449)$$

Для периодической сушки G_H, G_K, G, W в уравнениях (444)–(449) массы исходного, высушенного и абсолютно сухого материала и влаги соответственно, кг.

19.2. Параметры влажного воздуха

Влагой при сушке материалов преимущественно является вода.

19.2.1. Влагосодержание воздуха x , кг влаги/кг сухого воздуха, рассчитывается по формуле

$$x = 0,622 \frac{\varphi P_s}{P - \varphi P_s}, \quad (450)$$

где φ – относительная влажность воздуха; P – общее давление паровоздушной смеси (влажного воздуха), Па; P_s – давление насыщения пара воды при температуре влажного воздуха, Па.

Относительная влажность воздуха

$$\varphi = \frac{P_{\text{п}}}{P_s}, \quad (451)$$

где $P_{\text{п}}$ – парциальное давление паров воды во влажном воздухе, Па.

19.2.2. Удельная энтальпия (энтальпия) влажного воздуха I , кДж/кг сухого воздуха, рассчитывается приближенно по формуле

$$I = (1,01 + 1,97x)t + 2493x, \quad (452)$$

где t – температура воздуха, °С.

Как видно из размерности I , ее величина приводится в расчете на 1 кг сухого воздуха.

19.2.3. Температура точки росы t_p , °С, влажного воздуха соответствует температуре, при которой влажный воздух заданного состава находится в состоянии насыщения влагой ($\varphi = 1$).

Аналитически значение t_p определяется итерационным методом при применении зависимости (450) при $\varphi = 1$, а именно:

$$x = 0,622 \frac{P_{Sp}}{P - P_{Sp}}, \quad (453)$$

где P_{Sp} – давление насыщения водяного пара при температуре точки росы, Па.

При этой процедуре задаются значениями температуры t_p , по таблицам определяют P_{Sp} и вычисляют x . При достижении сходимости заданного и расчетного значений x определение t_p заканчивают.

19.2.4. Температура мокрого термометра t_m , °С, – температура, при которой влажный воздух достигает состояния насыщения без изменения своего теплосодержания. При небольших исходных влагосодержаниях воздуха ($x \leq 0,02$ кг влаги/кг сухого воздуха) и его температуре ($t < 200$ °С) исходная энтальпия воздуха I незначительно отличается от его энтальпии при достижении точки мокрого термометра I_m , кДж/кг сухого воздуха. В таких случаях, приняв $I_m = I$, значение t_m можно определить аналитически, решив итерационным методом систему уравнений:

$$x = 0,622 \frac{P_{S_m}}{P - P_{S_m}}; \quad (454)$$

$$I = (1,01 + 1,97x)t + 2493x = (1,01 + 1,97x_m)t_m + 2493x_m, \quad (455)$$

где P_{S_m} – давление насыщенного пара воды при t_m , Па.

При решении системы в каждой из итераций задаются значением $t_m < t$, для этой величины определяют P_{S_m} и вычисляют x_m . Расчет заканчивают при выполнении условия $(1,01 + 1,97x_m)t_m + 2493x_m \approx I$.

Расчетные зависимости (450)–(455) при расчетах процессов сушки можно применять для приближенного определения параметров топочных газов, если они используются в качестве сушильного агента.

19.3. Диаграмма состояния влажного воздуха

Диаграмма состояния влажного воздуха (диаграмма Рамзина, I - x -диаграмма) широко используется для графического определения его параметров при проведении расчетов процессов сушки.

Параметры влажного воздуха (см. рис. 21) на диаграмме устанавливаются по положению характерной точки A . На I - x -диаграмме: вертикали – линии постоянных влагосодержаний $x = \text{const}$; кривые, выходящие из левого нижнего угла, – линии постоянных относительных влажностей $\varphi = \text{const}$, причем нижняя из них – линия насыщения воздуха $\varphi = 1$; наклонные восходящие прямые – линии постоянных температур (изотермы) $t = \text{const}$; ниспадающие (обычно под 45°) линии – линии постоянных энтальпий (адиабаты) $I = \text{const}$; штриховые – линии мокрого термометра; горизонтали в области, ограниченной сверху линией OZ , – линии равных парциальных давлений водяного пара $P_{\text{п}} = \text{const}$. Для диаграммы, построенной для давления, близкого к нормальному барометрическому, линии $\varphi = \text{const}$ выше изотермы $t \approx 100^\circ\text{C}$ переходят в вертикали.

Определение параметров влажного воздуха по I - x -диаграмме пояснено в подрисуночной подписи к рис. 21.

19.4. Материальный баланс сушилки по сушильному агенту

В дальнейшем тексте подраздела приведены зависимости и указания, используемые при расчете сушилок, работающих по простому сушильному варианту. При простом сушильном варианте осуществляется однократный подогрев сушильного агента во внешнем калорифере и однократный проход его через сушилку (без рециркуляции).

19.4.1. Массовый расход сухого воздуха на сушку L , кг/с, определяют по формуле

$$L = \frac{W}{x_2 - x_1}, \quad (456)$$

где x_2 и x_1 – влагосодержания воздуха на выходе и входе его в сушилку соответственно, кг/кг сухого воздуха.

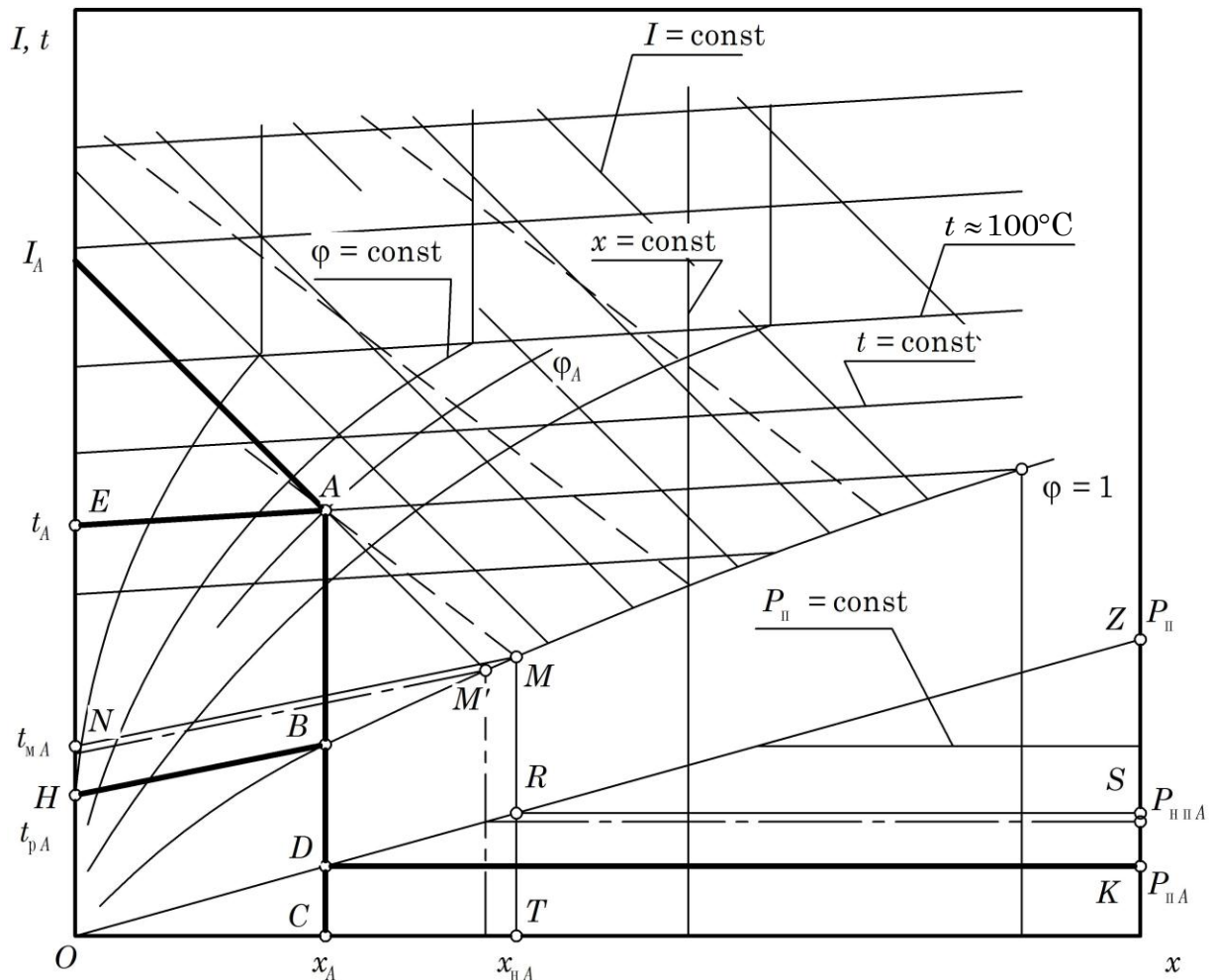


Рис. 21. Определение параметров влажного воздуха по $I-x$ -диаграмме:

I_A – адиабата, характеризующая энтальпию воздуха; AE – изотерма, характеризующая температуру воздуха t_A ; AC – линия постоянных влагосодержаний, характеризующая влагосодержание x_A ; ϕ_A – линия постоянной относительной влажности для точки A ; B – точка пересечения линии x_A с линией $\phi = 1$, изотерма BH определяет значение точки росы t_{pA} ; D – точка пересечения линии x_A со вспомогательной линией OZ ; горизонталь DK определяет значение парциального давления паров влаги P_{IIA} ; отрезок AM линии мокрого термометра, проведенный до линии $\phi = 1$, устанавливает положение изотермы MN , определяющей значение температуры мокрого термометра t_{mA} ; вертикальный отрезок MT определяет влагосодержание насыщенного воздуха x_{IIA} при достижении его температуры t_{mA} ; точка R , полученная в результате пересечения линии x_{IIA} с линией OZ , определяет положение горизонтали RS , характеризующей парциальное давление паров влаги насыщенного воздуха P_{IIIA} при достижении его температуры t_{mA}

Примечание. При отсутствии на диаграмме линий мокрого термометра для приближенного определения t_m находят точку пересечения адиабаты I_A с линией $\phi = 1$ (точка M'). Приближенное определение t_{mA} , x_{IIA} , P_{IIIA} показано штрихпунктирными линиями.

19.4.2. Массовый расход влажного воздуха на входе в сушилку L_1 , кг/с, рассчитывают

$$L_1 = L(1 + x_1). \quad (457)$$

19.4.3. Массовый расход влажного воздуха на выходе из сушилки L_2 , кг/с, рассчитывают следующим образом:

$$L_2 = L_1 + W, \quad (458)$$

или

$$L_2 = L(1 + x_2). \quad (459)$$

19.4.4. При необходимости пересчета массового расхода влажного воздуха в объемный плотность влажного воздуха $\rho_{\text{вл}}$, кг/м³, может быть определена по формуле

$$\rho_{\text{вл}} = \frac{M_{\text{вз}} M_{\text{в}} (1 + x)}{22,4 (M_{\text{в}} + M_{\text{вз}} x) t + 273 P_0} \frac{P}{P_0}, \quad (460)$$

где $M_{\text{вз}}$ и $M_{\text{в}}$ – молярные массы воздуха и воды соответственно, кг/кмоль; P – давление в сушилке, Па; P_0 – нормальное барометрическое давление, Па.

При небольших влагосодержаниях (до 0,02 кг/кг) плотность влажного воздуха может быть приближенно принята равной плотности сухого воздуха.

19.4.5. Удельный расход сухого воздуха на сушку l , кг воздуха/кг влаги, определяется по формуле

$$l = \frac{1}{x_2 - x_1}. \quad (461)$$

19.5. Тепловой баланс конвективной сушилки

19.5.1. Тепловой поток, передаваемый воздуху во внешнем калорифере $Q_{\text{к}}$, кВт, определяет расход тепла на сушку и рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{к}} = L(I_1 - I_0), \quad (462)$$

где I_1 – энтальпия воздуха на выходе из калорифера (на входе его в сушилку), кДж/кг; I_0 – энтальпия воздуха на входе в калорифер, кДж/кг.

19.5.2. Тепловой баланс конвективной сушилки (внутренний тепловой баланс) описывается зависимостью

$$LI_1 = LI_2 + Q_{\text{мат}} + Q_{\text{тр}} + Q_{\text{пот}} - Q_{\text{вл}}, \quad (463)$$

где I_2 – энтальпия воздуха (сушильного агента) на выходе из сушилки, кДж/кг; $Q_{\text{мат}}$ и $Q_{\text{тр}}$ – расходы тепла, уносимого из сушилки высушенным материалом и транспортными устройствами соответственно, кВт; $Q_{\text{пот}}$ – расход тепла на потери в окружающую среду, кВт; $Q_{\text{вл}}$ – приход тепла в сушилку с испаренной в процессе сушки влагой, кВт.

Значения $Q_{\text{мат}}$, $Q_{\text{тр}}$, $Q_{\text{вл}}$ рассчитывают следующим образом:

$$Q_{\text{мат}} = G_{\text{к}} c_{\text{мат}} (\theta_2 - \theta_1); \quad (464)$$

$$Q_{\text{тр}} = G_{\text{тр}} c_{\text{тр}} (\theta_2 - \theta_1); \quad (465)$$

$$Q_{\text{вл}} = W c_{\text{вл}} \theta_1, \quad (466)$$

где $G_{\text{к}}$ и $G_{\text{тр}}$ – массовые расходы высушенного материала и транспортных устройств соответственно, кг/с; $c_{\text{мат}}$, $c_{\text{тр}}$, $c_{\text{вл}}$ – удельные теплоемкости высушиваемого материала, транспортных устройств и влаги (воды) соответственно, кДж/(кг·°С); θ_2 и θ_1 – температуры материала на выходе из сушилки и входе в нее соответственно, °С.

Уравнения (464) и (465) записаны для условия, что материал и транспортные устройства имеют одинаковые температуры. При удалении из материала во время сушки только свободной влаги значение θ_2 принимают равным температуре мокрого термометра для сушильного агента, находящегося с этим материалом в контакте. В таком случае для прямоточной сушилки $\theta_2 = t_{2\text{м}}$, для противоточной $\theta_2 = t_{1\text{м}}$. Здесь $t_{2\text{м}}$ – температура мокрого термометра для воздуха, покидающего сушилку и имеющего температуру t_2 ; $t_{1\text{м}}$ – температура мокрого термометра для воздуха, поступающего в сушилку и имеющего температуру t_1 .

Величина $Q_{\text{пот}}$ обычно составляет от 3 до 10% от его расхода, вносимого сушильным агентом в сушилку LI_1 .

19.5.3. Удельные потери тепла с высушенным материалом, транспортными устройствами, в окружающую среду и удельный приход тепла с влагой $q_{\text{мат}}$, $q_{\text{тр}}$, $q_{\text{пот}}$, $q_{\text{вл}}$, кДж/кг удаленной влаги, рассчитывается следующим образом:

$$q_{\text{мат}} = \frac{Q_{\text{мат}}}{W} = \frac{G_{\text{к}} c_{\text{мат}} (\theta_2 - \theta_1)}{W}; \quad (467)$$

$$q_{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{тр}}}{W} = \frac{G_{\text{тр}} c_{\text{тр}} (\theta_2 - \theta_1)}{W}; \quad (468)$$

$$q_{\text{пот}} = \frac{Q_{\text{пот}}}{W}; \quad (469)$$

$$q_{\text{вл}} = c_{\text{вл}} \theta_1. \quad (470)$$

Общие удельные потери тепла Δ , кДж/кг влаги, в таком случае составляют

$$\Delta = q_{\text{мат}} + q_{\text{тр}} + q_{\text{пот}} - q_{\text{вл}}, \quad (471)$$

или

$$\Delta = \frac{I_1 - I_2}{x_2 - x_1}. \quad (472)$$

19.5.4. Для определения расхода тепла на сушку $Q_{\text{к}}$ и расхода потребляемого при этом сушильного агента следует решить систему уравнений (456), (462), (471) и (472).

Для сушилки, работающей по простому сушильному варианту и использующей в качестве сушильного агента атмосферный воздух, $x_1 = x_0$, I_1 определяется из заданной

температуры воздуха на входе в сушилку (на выходе из калорифера) t_1 (см. рис. 22, рабочая линия изменения параметров воздуха в калорифере AB).

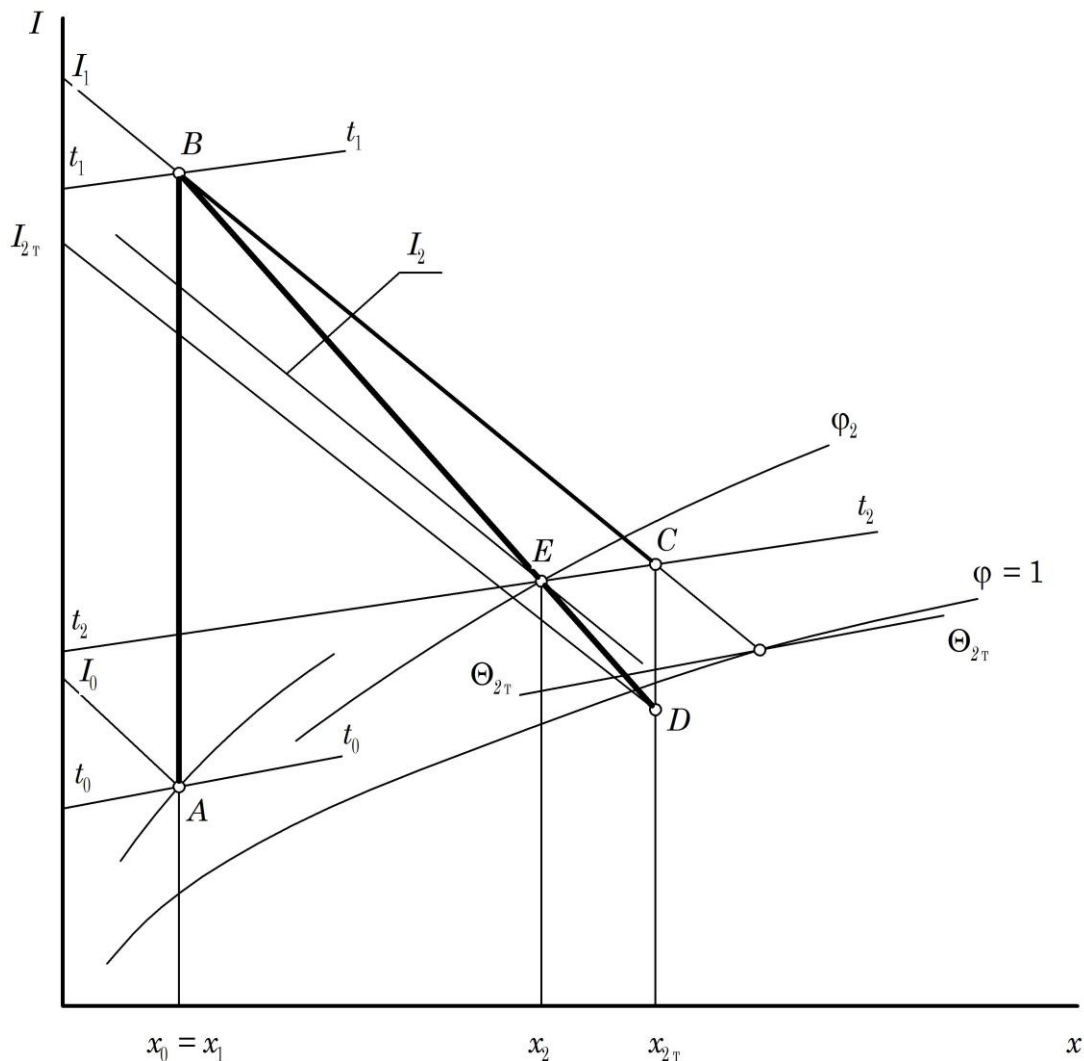


Рис. 22. Определение I_2 , x_2 и φ_2 графоаналитическим методом:
 AB – рабочая линия изменения параметров воздуха в калорифере;
 BC – рабочая линия изменения параметров воздуха в теоретической сушилке;
 BE – рабочая линия изменения параметров воздуха в действительной сушилке

Температурой воздуха на выходе из сушилки t_2 (либо относительной влажностью его φ_2) также задаются. Но при этом число неизвестных в системе (456), (462), (471), (472) превышает число уравнений. Поэтому решение ее проводят итерационным методом, используя понятие теоретической сушилки. Для теоретической сушилки принимают условие

$$I_{2T} = I_1, \quad (473)$$

где I_{2T} – энтальпия влажного воздуха на выходе из теоретической сушилки, кДж/кг воздуха.

На практике при расчетах конвективных сушилок чаще всего используют графоаналитическую версию итерационного метода с выполнением построений на $I-x$ -диаграмме.

19.5.5. При использовании графоаналитического метода рекомендуется следующая последовательность действий (см. рис. 22). Находят точку пересечения линии I_1 с изотермой t_2 – точку C . Для этой точки определяют значение влагосодержания x_{2T} . Затем, используя значение x_{2T} , рассчитывают массовый расход сухого воздуха L_T , кг/с,

$$L_T = \frac{W}{x_{2T} - x_1}. \quad (474)$$

После вычисления L_T , при необходимости определив θ_2 , проводят расчеты $q_{\text{мат}}$, $q_{\text{тр}}$, $q_{\text{пот}}$, $q_{\text{вл}}$ и Δ по формулам (467)–(471). Достаточная точность расчетов обеспечивается, если принимают $\theta_2 = \theta_{2T}$. Определение θ_{2T} показано на рис. 22. Используя формулу (472), рассчитывают значение I_{2T} следующим образом:

$$I_{2T} = I_1 - \Delta(x_{2T} - x_1). \quad (475)$$

На $I-x$ -диаграмме отмечают точку D с координатами x_{2T} , I_{2T} . Указанную точку D соединяют с точкой B (координаты ее x_1 , I_1) отрезком прямой. На пересечении отрезка BD и изотермы t_2 отмечают точку E . При правильных, достаточно точных расчетах и построениях координаты этой точки определяют действительные значения энтальпии I_2 и влагосодержания воздуха на выходе из сушилки x_2 . Для проверки достоверности полученных результатов повторяют расчеты по формулам (474) и (475). При этом в выражение (474) подставляют значение x_2 , полученное графически. Условием окончания расчетов является совпадение с достаточной точностью значений I_2 , определенного графически, и I_{2T} , вычисленного при проверочном расчете. Линия BE – линия изменения параметров сушильного агента в сушилке (рабочая линия сушки).

19.5.6. При использовании в сушилке в качестве сушильного агента топочных газов значения их влагосодержания x_1 и энтальпии I_1 рассчитываются исходя из материальных и тепловых балансов сгорания топлива и смешения продуктов сгорания с избытком воздуха. В данном пособии указанные задачи не рассматриваются. Для расчетов конвективной сушки топочными газами могут быть приближенно использованы зависимости, применяемые для расчетов сушки воздухом, в том числе и $I-x$ -диаграмма влажного воздуха.

19.6. Определение размеров сушилок

19.6.1. Основным конструктивным размером конвективной сушилки является объем зоны взаимодействия высушиваемого материала с сушильным агентом (объем сушильной камеры) V_c , м³. При наличии опытных данных по напряжению сушильной камеры по удаляемой влаге (расход влаги, удаляемой из материала в расчете на 1 м³ сушильной камеры) A_v , кг/(м³·с), значения V_c определяют по зависимости

$$V_c = \frac{W}{A_V}. \quad (476)$$

19.6.2. При удалении из материала в процессе сушки свободной влаги V_c может быть рассчитан из уравнений

$$V_c = \frac{W}{\beta_V \Delta P_{cp}}; \quad (477)$$

$$V_c = \frac{W}{\beta'_V \Delta x_{cp}}, \quad (478)$$

где β_V – объемный коэффициент массоотдачи в газовой фазе, кг/(м³·Па); ΔP_{cp} – средняя движущая сила массоотдачи (сушки), выраженная через парциальные давления паров влаги, Па; β'_V – объемный коэффициент массоотдачи в газовой фазе, кг/(м³·кг влаги/кг сухого воздуха); Δx_{cp} – средняя движущая сила сушки, выраженная через влагосодержания воздуха, кг влаги/кг сухого воздуха.

$$\Delta P_{cp} = \frac{\Delta P_1 - \Delta P_2}{\ln \frac{\Delta P_1}{\Delta P_2}}, \quad (479)$$

где ΔP_1 и ΔP_2 – движущие силы сушки на входе и выходе воздуха из сушилки соответственно, выраженные через парциальные давления паров влаги, Па.

$$\Delta x_{cp} = \frac{\Delta x_1 - \Delta x_2}{\ln \frac{\Delta x_1}{\Delta x_2}}, \quad (480)$$

где Δx_1 и Δx_2 – движущие силы сушки на входе и выходе воздуха из сушилки соответственно, выраженные через его влагосодержания, кг влаги/кг сухого воздуха.

Для расчета ΔP_1 и ΔP_2 определяются значения $P_{п1}, P_{п2}, P_{пп1}, P_{пп2}$ – парциальные давления пара влаги в воздухе на входе и выходе его из сушилки и парциальные давления пара в насыщенном воздухе (над поверхностью материала) на входе и выходе его из сушилки соответственно, Па. Для расчета Δx_1 и Δx_2 определяются значения $x_1, x_2, x_{н1}, x_{н2}$ – влагосодержания воздуха на входе и выходе из сушилки и влагосодержания насыщенного воздуха (над поверхностью материала) на входе и выходе его из сушилки соответственно, кг влаги/кг воздуха. Графическое определение $P_{п1}, P_{п2}, P_{пп1}, P_{пп2}, x_{н1}, x_{н2}$ с использованием рабочей линии процесса сушки показано на рис. 23.

Как видно из рис. 23, значения $P_{пп1}, P_{пп2}, x_{н1}, x_{н2}$ определяются при соответствующих температурах мокрого термометра $t_{м1}$ и $t_{м2}$.

Обозначения параметров на рис. 23 соответствуют обозначениям, используемым на рис. 22.

Величины $\Delta P_1, \Delta P_2, \Delta x_1, \Delta x_2$ можно определить графически, а также рассчитать по следующим формулам:

$$\Delta P_1 = P_{пп1} - P_{п1}; \quad (481)$$

$$\Delta P_2 = P_{пп2} - P_{п2}; \quad (482)$$

$$\Delta x_1 = x_{н1} - x_1; \quad (483)$$

$$\Delta x_2 = x_{н2} - x_2. \quad (484)$$

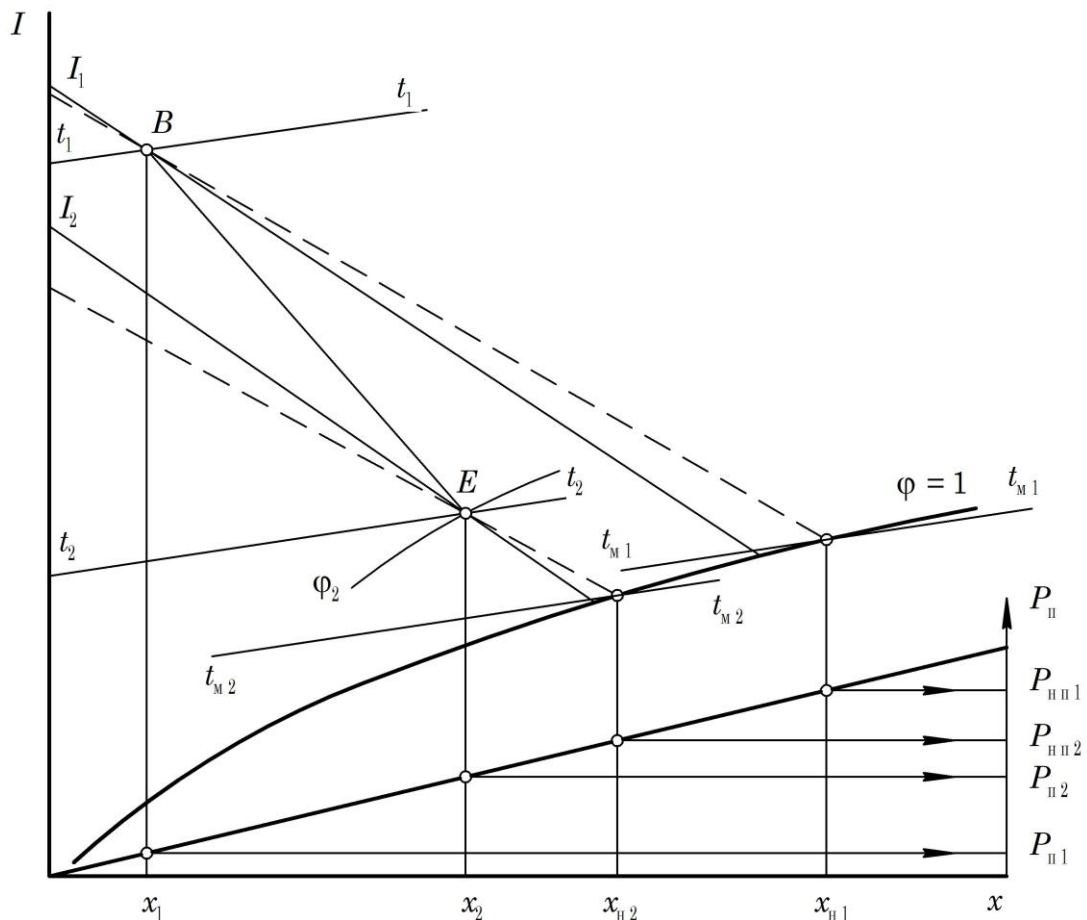


Рис. 23. Определение движущей силы сушки графическим методом:
BE – рабочая линия изменения параметров воздуха в сушилке

19.6.3. Калорифер сушильной установки является поверхностным теплообменником. Расчеты теплового баланса, движущих сил теплообмена в нем, определение поверхности см. в подразделах 11 и 14 настоящего пособия.

20. АДсорбция

20.1. Термины и определения

20.1.1. Адсорбент – твердый пористый материал, используемый в процессе адсорбции для поглощения из разделяемой газовой (жидкой) смеси целевого компонента (компонентов).

20.1.2. Адсорбат – целевой компонент, поглощаемый адсорбентом.

20.1.3. Активность адсорбента a , кг адсорбата/кг адсорбента, – относительная массовая доля адсорбата в адсорбенте.

20.1.4. Равновесная активность адсорбента a^* – его активность в состоянии полного насыщения адсорбатом.

20.1.5. Остаточная активность адсорбента a_0 – его активность после регенерации.

20.1.6. Динамическая активность адсорбента a_d – его осредненная по всей массе активность в адсорбере периодического действия к моменту проскока.

20.2. Материальный баланс адсорбера периодического действия

20.2.1. Количество адсорбата, поглощенного за один цикл адсорбентом в адсорбере периодического действия M , кг, рассчитывают по формуле

$$M = G_{ад} (a_d - a_0), \quad (485)$$

где $G_{ад}$ – масса адсорбента, загруженного в адсорбер, кг.

20.2.2. Объем газовой смеси, подвергающейся очистке в адсорбере за один цикл, $V_{см}$, м³, определяется следующим образом:

$$V_{см} = \frac{M}{\bar{c}_0}, \quad (486)$$

где \bar{c}_0 – массовая концентрация адсорбата в смеси, поступающей на очистку, кг/м³.

20.2.3. Продолжительность времени поглощения адсорбата в адсорбере периодического действия за один цикл $\tau_{п}$, с, рассчитывают по зависимости

$$\tau_{п} = \frac{V_{см}}{Sw}, \quad (487)$$

где S – площадь поперечного сечения слоя адсорбента, м²; w – фиктивная скорость газа через слой адсорбента, м/с.

21. ЭКСТРАКЦИЯ

21.1. Термины и определения

21.1.1. Экстрагент – жидкость, применяемая при экстракции для извлечения целевого компонента (компонентов) из разделяемой смеси.

21.1.2. Экстракт – жидкий раствор целевого компонента в экстрагенте, получаемый в результате экстракции.

21.1.3. Рафинат – жидкость, получаемая в результате экстракции после извлечения из нее целевого компонента.

21.2. Материальный баланс экстракции

При проведении непрерывной экстракции расход целевого компонента, переходящего из разделяемой смеси в экстракт M , кг/с, рассчитывается по следующим формулам:

$$M = V_c (x_n - x_k); \quad (488)$$

$$M = V_o (y_k - y_n), \quad (489)$$

где V_c и V_o – объемные расходы смеси и экстрагента соответственно, м³/с; x_n и x_k – массовые концентрации целевого компонента в разделяемой смеси на входе и выходе ее из экстрактора соответственно, кг/м³ смеси; y_n и y_k – относительные массовые концентрации целевого компонента в экстрагенте на входе и выходе его из экстрактора соответственно, кг/м³ экстрагента.

21.3. Определение числа теоретических ступеней взаимодействия фаз в экстракторе

Определение числа теоретических ступеней взаимодействия фаз в противоточном экстракторе непрерывного действия может быть проведено по методике, описанной в подпункте 16.6.6 настоящего раздела. При этом следует обратить внимание, что построение рабочей и равновесной линий процесса необходимо проводить в системе координат x – y , где x – массовая концентрация целевого компонента в разделяемой смеси; y – относительная массовая концентрация целевого компонента в экстрагенте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – М.: Альянс, 2007. – 576 с.
2. Романков, П. Г. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи) / П. Г. Романков [и др.]. – СПб.: Химия, 1993. – 496 с.
3. Романков, П. Г. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи) / П. Г. Романков, В. Ф. Фролов, О. М. Флисюк. – СПб.: Химиздат, 2009. – 542 с.
4. Флореа, О. Расчеты по процессам и аппаратам химической технологии / О. Флореа, О. Смигельский: пер. с рум. – М.: Химия, 1971. – 448 с.
5. Гребенюк, С. М. Расчеты и задачи по процессам и аппаратам пищевых производств / С. М. Гребенюк [и др.]. – М.: Агропромиздат, 1987. – 304 с.
6. Пери, Дж. Справочник инженера-химика: в 2 т. / Дж. Пери. – Л.: Химия, 1969. – Т. 1. – 640 с.
7. Пери, Дж. Справочник инженера-химика: в 2 т. / Дж. Пери. – Л.: Химия, 1969. – Т. 2. – 504 с.
8. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – Минск: Выш. шк., 1985. – 382 с.
9. Бажан, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селивестров. – М.: Машиностроение, 1989. – 366 с.
10. Справочник по теплообменникам: в 2 т.; пер. с англ. / под ред. Б. С. Петухова и В. К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т. 1. – 560 с.
11. Справочник по теплообменникам: в 2 т.; пер. с англ. / под ред. Б. С. Петухова и В. К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т. 2. – 352 с.

12. Рид, Р. Свойства газов и жидкостей / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд. – Л.: Химия, 1982. – 592 с.
13. Бретшнайдер, С. Свойства газов и жидкостей. Инженерные методы расчета / С. Бретшнайдер. – М.; Л.: Химия, 1966. – 535 с.
14. Новый справочник химика и технолога. Процессы и аппараты химических технологий: в 3 ч.– СПб.: АНО НПО «Профессионал», 2006. – Ч. 2. – 948 с.
15. Справочник химика: в 7 т. – М.Л.: Химия, 1966. – Т. 5. – 974 с.
16. Пери, Дж. Справочник инженера-химика: в 2 т. / Дж. Пери. – Л.: Химия, 1969. – Т. 1. – 640 с.
17. Пери, Дж. Справочник инженера-химика: в 2 т. / Дж. Пери. – Л.: Химия, 1969. – Т. 2. – 504 с.
18. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 558 с.
19. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник / под общ. ред. А. В. Клименко и В. М. Зорина. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 632 с.
20. Теплотехнический справочник: в 2 т. / под общ. ред. В. Н. Юренева и П. Д. Лебедева. – М.: Энергия, 1975. – Т. 2 – 896 с.
21. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А. Г. Касаткин. – М.: Альянс, 2004. – 751 с.
22. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / под ред. Ю. И. Дытнерского. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
23. Таубман, Е. И. Выпаривание / Е. И. Таубман. – М.: Химия, 1982. – 327 с.
24. Колач, Т. А. Выпарные станции / Т. А. Колач, Д. В. Радун. – М.: Машгиз, 1963. – 400 с.
25. Рамм, В. М. Абсорбция газов / В. М. Рамм. – М.: Химия, 1975. – 656 с.