

Тема 1-2. Основы тепло-массообмена. Физические основы процессов переноса

Определение потоков массы и энергии. Уравнение описывающее процессы переноса. Кинематические коэффициенты переноса в различных средах: коэффициент диффузии, теплопроводность и коэффициент вязкости. Определение коэффициентов переноса и зависимость их от структуры и свойств среды. Граничные условия процессов переноса. Применение теории подобия в процессах переноса, характерные критерии и вопросы моделирования.

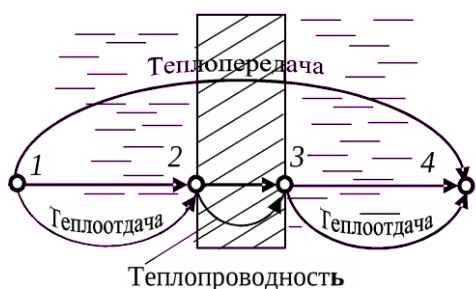


Рисунок 10.2 – Процессы переноса тепла

Теория теплообмена – наука о законах распространения (переноса) тепла (хаотического движения) в пространстве. В зависимости от вида частиц – носителей движения – и особенностей их перемещения в пространстве различают **три** элементарных **способа** переноса тепла (ХД): теплопроводность, конвекцию и тепловое излучение.

Процессы переноса тепла. В зависимости от места, где рассматривается теплообмен, и особенностей переноса тепла различают **три процесса** теплообмена – **теплоотдачу, теплопроводность и теплопередачу.**

Тепловым потоком, или потоком теплоты называется *поток энергии*, характеризующий интенсивность переноса движения *в хаотической форме* или, иначе, отношение элементарной теплоты δQ , характеризующей порцию движения переданного в ХФ через какую-либо поверхность системы, к элементарному промежутку времени dt (Вт)

$$\Phi \equiv E_t^{X\Phi} = \delta Q / dt$$

Поверхностная плотность теплового потока, или плотность теплового потока (точнее модуль плотности теплового потока) – отношение теплового потока $\delta\Phi$ через элементарную поверхность, расположенную перпендикулярно направлению теплового потока, к площади δA_{\perp} этой поверхности (Вт / м²)

$$\varphi = \delta\Phi / \delta A_{\perp}$$

Тема 3-4. Тепло- и массопроводность

Дифференциальное уравнение Фурье. Дифференциальное уравнение теплопроводности. Теплопроводность различных стенок при стационарном режиме. Основные сведения о нестационарной тепло- и массопроводности. Математические аналоги процессов тепло- и массопередачи.

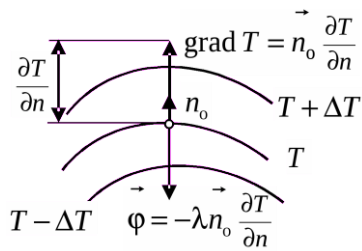


Рисунок 11.1 – К понятию градиента температуры

Температурный градиент. Наибольшее изменение температуры на единицу длины происходит по нормали к изотермической поверхности, характеризуемой единичным вектором n_0 , направленным в сторону роста температуры (рисунок 11.1). Вектор, указывающий направление наибольшего изменения температуры в пространстве и численно равный частной производной от температуры в направлении нормали, называется градиентом температуры

$$\text{grad}T = n_0 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) i + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) j + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) k \quad (11.1)$$

Согласно **закону Фурье** (1807) вектор плотности теплового потока пропорционален градиенту температуры и противоположно ему направлен

$$\varphi = -\lambda \text{grad}T = -\lambda n_0 \frac{\partial T}{\partial n} \quad (11.2)$$

Таким образом, векторы φ и $\text{grad}T$ лежат на одной прямой, но направлены в противоположные стороны (см. рисунок 11.1). Это объясняет наличие знака минус в уравнении (11.2).

Плотность теплового потока (модуль вектора)

$$\varphi = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n},$$

где λ – теплопроводность – физический параметр вещества, Вт/(м²·К).

Выражение для расчёта поверхностной плотности теплового потока путём теплопроводности через плоскую стенку имеет вид

$$\varphi = (\lambda / \delta)(T_1 - T_2) = \Delta T \lambda / \delta = \Delta T / R_\lambda$$

и для теплового потока $\Phi = \varphi A = (\lambda / \delta)(T_1 - T_2)A$.

Отношение λ/δ называется тепловой проводимостью стенки, а обратная величина $R_\lambda = \delta/\lambda$ – термическим сопротивлением стенки.

Плотность теплового потока для многослойной стенки

$$\varphi = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i} = (T_1 - T_{n+1}) / R_\lambda,$$

где $R_\lambda = \sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i$ – полное термическое сопротивление многослойной стенки, $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$.

Формула для расчёта теплового потока через цилиндрическую стенку

$$\Phi = \frac{2\pi\lambda l (T_1 - T_2)}{\ln(r_2 / r_1)} = \frac{2\pi\lambda l (T_1 - T_2)}{\ln(d_2 / d_1)}.$$

Формула для расчёта теплового потока через шаровую стенку

$$\Phi = 4\pi\lambda (T_1 - T_2) / \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) = \frac{4\pi\lambda (T_1 - T_2)}{r_2 - r_1} r_1 r_2.$$

Тема 5-6. Конвективный тепло-массоперенос

Особенности течения жидкостей в условиях естественной и вынужденной конвекции. Свойства теплоносителей. Различные виды течения жидкостей и газа, перенос импульса в потоке. Основы теории пограничного слоя.

Характерные критерии и основные формулы для определения конвективного тепло-массообмена в различных условиях течения. Теплообмен при кипении жидкости и конденсации паров. Особенности теплообмена в потоках двухфазных сред и теплообмен при больших скоростях течения газов.

Теплоотдача – теплообмен между подвижной средой на границе её раздела с другой подвижной средой – газом или жидкостью – или стенкой.

Согласно закону Ньютона (1643–1717) и Рихмана (1711–1753) тепловой поток при теплоотдаче пропорционален площади поверхности теплообмена A и разности температур жидкости $T_{\text{ж}}$ и стенки $T_{\text{с}}$, или стенки и жидкости:

$$\Phi = \alpha (T_{\text{ж}} - T_{\text{с}}) A, \quad \Phi = \alpha (T_{\text{с}} - T_{\text{ж}}) A; \quad (12.1)$$

или для поверхностной плотности теплового потока

$$\varphi = \alpha(T_{\text{ж}} - T_{\text{с}}); \quad \varphi = \alpha(T_{\text{с}} - T_{\text{ж}}). \quad (12.2)$$

Коэффициент пропорциональности α называется коэффициентом теплоотдачи, Вт/(м²·К). Он зависит от многих величин и поэтому на практике определяется из так называемых критериальных уравнений, которые получают из обычных уравнений путём приведения их к безразмерному виду. В результате такого приведения число переменных значительно сокращается.

Безразмерные комплексы, составленные из физических величин, характеризующих данное явление, принято называть числами подобия. Числа подобия, характеризующие подобие двух процессов, называются критериями подобия. Примером критерия подобия является число Рейнольдса Re, которое в общем случае записывается в виде $Re = c l / \nu$,

где l – характерный линейный размер, в качестве которого могут быть диаметр трубы, толщина пластины или пограничного слоя, эквивалентный диаметр.

Числа (критерии) подобия принято обозначать первыми двумя буквами фамилий учёных, внесших существенный вклад в развитие теорий теплообмена и гидромеханики, и называть в честь этих учёных. Например, Re (Reynolds), Nu (Nusselt), Pr (Prandtl) и др.

^ **Число Нуссельта** (1887–1957) $Nu = \alpha l / \lambda$ включает определяемый из него коэффициент теплоотдачи α и поэтому характеризует интенсивность теплоотдачи.

^ **Критерий Прандтля** (1875–1953) $Pr = \mu c_p / \lambda = c_p \rho \nu / \lambda$ состоит из величин, характеризующих теплофизические свойства вещества и по существу сам является теплофизической характеристикой вещества.

Критерий Грасгофа $Gr = g \beta \Delta T l^3 / \nu^2$, где $\Delta T = T_{\text{с}} - T_{\text{ж}}$ – температурный напор между стенкой и жидкостью. $\beta = \frac{1}{\nu} \left(\frac{\partial \nu}{\partial T} \right)_{p=\text{const}}$ – температурный коэффициент объёмного расширения; К⁻¹; для идеальных газов $\beta = 1/T$.

При исследовании капельных жидкостей теплоотдача оказывается различной в условиях нагрева и охлаждения. Поэтому вводится дополнительный параметрический критерий подобия в виде отношения $Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{с}}$, где индекс «ж» показывает, что значения величин, входящих в критерий Pr, отнесены к температуре жидкости, а индекс «с» – к температуре стенки. Для газов параметрический критерий равен единице.

Критериальные уравнения в зависимости от вида движения жидкости:

– при свободно-вынужденном движении капельной жидкости

$Nu = f(Re, Pr, Gr, Pr_{ж} / Pr_c)$; для газов $Nu = f(Re, Pr, Gr)$;

– для вынужденной конвекции определяющим критерием является число Рейнольдса (число Грасгофа не учитывается) $Nu = f(Re, Pr, Pr_{ж} / Pr_c)$;

– для естественной конвекции определяющим критерием является число Грасгофа (число Рейнольдса не учитывается) $Nu = f(Pr, Gr, Pr_{ж} / Pr_c)$.

^ Тема 7-8. Теплоперенос излучением

Основные понятия и определения. Законы лучистого теплообмена. Теплообмен излучением тел в прозрачной среде. Определение коэффициента облученности тел. Теплообмен излучающих газов со стенкой. Экраны.

^ *Тепловым излучением* называется способ переноса теплового движения излучающего тела с помощью электромагнитных волн. Интенсивность излучения зависит от природы тела, его температуры, длины волны, состояния поверхности, а для газов – ещё от толщины слоя и давления

Закон Стефана-Больцмана определяет зависимость интегральной поверхностной плотности потока излучения от температуры для чёрного тела

$$\Phi_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4,$$

где $C_0 = 5,67 \text{ Вт / (м}^2\text{К}^4)$ – излучательная способность чёрного тела.

Согласно закону Стефана-Больцмана *плотность потока интегрального излучения чёрного тела пропорциональна температуре в четвёртой степени*. Однако этот закон справедлив и для реальных тел, под которыми чаще всего рассматриваются серые тела, *спектр излучения которых непрерывен и подобен спектру излучения чёрного тела*, $\Phi = C \left(\frac{T}{100} \right)^4$, где $0 \leq C \leq 5,67$ – излучательная способность серого тела, зависящая от природы тела, состояния поверхности и температуры.

Используя понятие степени черноты $\varepsilon = \Phi / \Phi_0 = C / C_0$ (*отношение плотностей собственного потока излучения (излучательных способностей) серого и чёрного тел при той же температуре*), можно записать Закон Стефана-Больцмана для реального тела в таком виде: $\Phi = \varepsilon \Phi_0 = \varepsilon C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4$.

Теплообмен и излучением между параллельными плоскостями.

$$\Phi_{12} = \varepsilon'_{\text{пр}} C_o [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4], \quad (13.1)$$

где $\varepsilon'_{\text{пр}} = 1/(1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1)$ – степень черноты системы тел.

Тепловой поток между двумя произвольно расположенными телами

$$\Phi_{12} = \psi_{12} \varepsilon_{\text{пр}} C_o [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] A_1,$$

где – коэффициент облучённости тела ψ_{12} , равный отношению потока излучения первого тела, падающего на второе тело, к потоку полного полусферического излучения первого тела.

^ Тема 9-10. Теплопередача и теплообменные аппараты

Коэффициент теплопередачи через плоскую и цилиндрическую стенки. Виды теплообменных аппаратов. Рекуперативные теплообменники. Уравнение теплового баланса и теплопередачи. Средний температурный напор. Температура теплоносителей, поверхность теплообмена. Основы расчета рекуперативных теплообменников.

Теплопередачей называется процесс переноса тепла от горячего теплоносителя к холодному через стенку – процесс ^ 1-4 на рисунке. Он включает в себя следующие процессы переноса тепла:

– теплоотдачу 1-2 от горячей жидкости к стенке $\Phi = \Phi_{12} = \alpha_1(T_{ж1} - T_{c1})$;

– теплопроводность 2-3 по самой стенке $\Phi = \Phi_{23} = (\lambda/\delta)(T_{c1} - T_{c2})$;

– теплоотдачу 3-4 от стенки к холодной жидкости $\Phi = \Phi_{34} = \alpha_2(T_{c2} - T_{ж2})$,

где λ – теплопроводность материала стенки; α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи соответственно со стороны горячего и холодного теплоносителя.

Тепловой поток при теплопередаче, Вт,

$$\Phi = k(T_{ж1} - T_{ж2})A,$$

где $k = 1/(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)$ – коэффициент теплопередачи для плоской стенки, Вт/(м²·К).

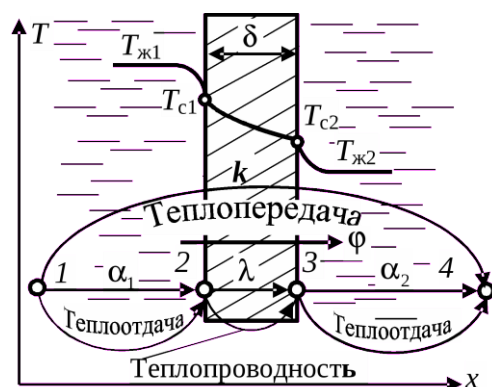


Рисунок 14.1 – К расчёту теплопередачи через плоскую стенку

Линейная плотность теплового потока
 ($\Phi_l = \Phi/l$, Вт/м) через цилиндрическую стенку $\Phi_l = k_l \pi (T_{ж1} - T_{ж2})$, где
 $k_l = 1/[1/(\alpha_1 d_1) + (0,5/\lambda) \ln(d_2/d_1) + 1/(\alpha_2 d_2)]$

– линейный коэффициент теплопередачи, Вт/(м·К).

^ *Теплообменным аппаратом (теплообменником)* называется устройство, предназначенное для осуществления теплообмена между теплоносителями или между теплоносителями и твёрдыми телами (стенкой, насадкой). По принципу действия их делят на рекуперативные, регенеративные и смешительные, а также теплообменники с внутренними источниками тепла.

Рекуперативными называются такие аппараты, в которых тепло от горячего теплоносителя к холодному передаётся через разделяющую стенку: конденсаторы, радиаторы отопления, охладители масла и воды в ДВС и др.

Регенеративными называются такие аппараты, в которых одна и та же поверхность нагрева поочерёдно омывается то горячим, то холодным теплоносителем; воздухоподогреватели газотурбинных установок, стеклоплавильных, мартеновских и доменных печей, регенераторы двигателей Стирлинга.

В *смесительных* аппаратах теплообмен осуществляется при непосредственном контакте и смешении горячей и холодной жидкостей: башенные охладители (градирни) тепловых электростанций, скрубберы и др.

Основные уравнения для расчёта теплообменных аппаратов:

– тепловой поток от горячего теплоносителя $\Phi_1 = c_{p1} m_{t1} (T_1' - T_1'') = W_1 \delta T_1$;

– тепловой поток к холодному теплоносителю $\Phi_2 = c_{p2} m_{t2} (T_2'' - T_2') = W_2 \delta T_2$,

– уравнение баланса тепловых потоков

$$\Phi = \Phi_2 = W_2 \delta T_2 = \Phi_1 - \Phi_{\text{пот}} = \Phi_1 (1 - \Phi_{\text{пот}}/\Phi_1) = K \Phi_1;$$

– уравнение теплопередачи: $\Phi = k (T_1 - T_2) A = k \Delta \bar{T} A$,

где $K = 1 - \Phi_{\text{пот}}/\Phi_1$ – коэффициент теплопотерь в окружающую среду;

$W_1' = c_{p1} m_{t1}$ и $W_2 = c_{p2} m_{t2}$ – так называемые водяные эквиваленты.

$m_{t1} = \rho_1 c_1 A_1$ и $m_{t2} = \rho_2 c_2 A_2$ – массовые расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с; c_1 и c_2 – скорости течения теплоносителей в соответствующем сечении канала; A_1 и A_2 – площади поперечного сечения каналов.

k – коэффициент теплопередачи (обычно берётся для плоской стенки).

^ Тема 11-12. Паровые турбины и газотурбинные установки

Тепловые установки и их роль в нефтяной отрасли страны.

Схема и принцип работы паровой турбины. Ступени турбины, процессы в сопловом аппарате и в каналах колеса; треугольники скоростей, формула Эйлера. Активная и реактивная ступени давления; степень реактивности. Относительные и абсолютные КПД паровых турбин; тепловой баланс. Конденсатор.

Схема и основные элементы газотурбинной установки (ГТУ). Выбор степени повышения давления в компрессоре ГТУ по максимуму удельной работы и по максимуму КПД. Эффективный КПД ГТУ; влияние на него температуры газа перед турбиной, КПД турбины и компрессора. Значения характерных параметров современных ГТУ с регенерацией тепла. Замкнутый цикл ГТУ.

Конструкции ГТУ, камера сгорания, способы регулирования мощности. Парогазовые установки; схема высоконапорных парогенераторов.

Данные темы изучаются самостоятельно по [1-3]. Например, в [3]: 322 –341 стр.

^ Тема 13. Поршневые двигатели внутреннего сгорания

Схема и принцип действия поршневых двигателей внутреннего сгорания, их классификация. Карбюраторные и дизельные двигатели. Четырёхтактные и двухтактные двигатели. Данные темы изучаются самостоятельно по [1-3]. Например, в [3]: 342 –367 стр.

^ Тема 14. Вторичные энергетические ресурсы

Основные направления экономии энергоресурсов, снижение потерь. Вторичные энергетические ресурсы (ВЭР). Общие положения; классификация ВЭР. Утилизационные установки, совершенствование методов утилизации. Пути использования низкопотенциальных ВЭР. Экономическая

эффективность

использования

ВЭР.

Данные темы изучаются самостоятельно по [1-3]. Например, в [3]: 417 – 425 стр.

^ Тема 15. Новые способы преобразования энергии

Прямые

преобразователи

энергии.

Топливные элементы. Солнечные батареи. Термоэлектрические генераторы.
Термоэмиссионные преобразователи. Магнитно-гидродинамические
генераторы. Вихревой эффект

Данные темы изучаются самостоятельно по [1-3]. Например, в [1]: 280 –292 стр.