

Банк заданий по специальной части вступительного испытания в магистратуру**Задание экзаменационного билета №6 (10 баллов)**

Задание 6.1.1

Формулировки первого закона термодинамики. Аналитические выражения первого закона для неподвижной системы: выражения для равновесных процессов, для неравновесных процессов и для равновесных процессов с трением.

Задание 6.1.2

Первый закон термодинамики для потока вещества. Теплота и работа в потоке. Область применения и сравнение работы расширения и технической работы, иллюстрация этих работ в p, v -диаграмме.

Задание 6.1.3

Обратимый цикл Карно и условия обратимости его процессов. КПД цикла Карно. 1-я и 2-я теоремы Карно.

Задание 6.1.4

Формулировки второго закона термодинамики. Обратимые и необратимые процессы, причины необратимости, условия обратимости процессов. Аналитическое выражение второго закона термодинамики для обратимых и необратимых процессов.

Задание 6.1.5

Энтропия изолированной системы. Примеры: теплообмен между двумя телами и смешение газов.

Задание 6.1.6

Эксергетический метод анализа термодинамических систем. Эксергия теплоты. Уравнение Гюи-Стодолы, эксергетический КПД.

Задание 6.1.7

Фазовые переходы и фазовое равновесие, условие фазового равновесия, теплота фазовых переходов. Уравнение Клапейрона-Клаузиуса. Полная фазовая p, T - диаграмма .

Задание 6.1.8

Уравнение Ван-дер-Ваальса, смысл констант уравнения и неопределенность их определения, докритические и сверхкритические изотермы Ван-дер-Ваальса в p, v -диаграмме.

Задание 6.1.9

Два типа вириальных уравнений состояния, область их применения. Вириальные коэффициенты и их зависимость от температуры, точка Бойля.

Задание 6.1.10

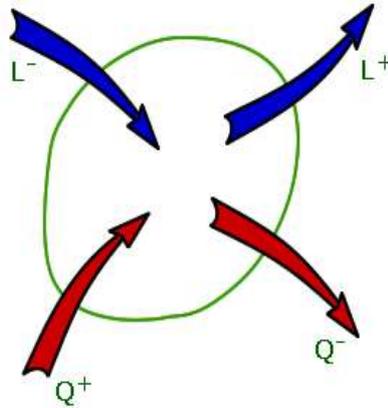
Формулировка третьего закона термодинамики. Следствия из третьего закона: поведение идеального газа, термических (температурных) коэффициентов, изобарной и изохорной теплоемкости вблизи абсолютного нуля температуры.

Пример выполнения задания 6.1.1

Формулировки первого закона термодинамики

1. Теплота (Q), подведенная к системе, расходуется на изменение внутренней энергии ($U_2 - U_1$) и совершение работы L .

$$Q = U_2 - U_1 + L; \quad (1)$$



Правило знаков

2. Внутренняя энергия изолированной системы постоянна.

Т.к. для изолированной системы $Q = 0$ и $L = 0$, то из выражения (1) следует, что $U_2 - U_1 = 0$; $\rightarrow U_2 = U_1$; $\rightarrow U = \text{const}$.

3. Вечный двигатель 1-го рода невозможен.

Вечный двигатель 1-го рода – это двигатель, постоянно генерирующий работу из ничего (не потребляя ни теплоты, ни работы).

Аналитические выражения первого закона для неподвижной системы

Для произвольного процесса 1-2:

$$Q_{1-2} = U_2 - U_1 + L_{1-2}; \quad (2)$$

для бесконечно малого процесса

$$dQ = dU + dL \quad (2a)$$

Если система однородна (газ, пар, жидкость), то для 1 кг вещества формулы (2) и (2a) преобразуются:

$$q_{1-2} = u_2 - u_1 + l_{1-2}; \quad (2б)$$

$$dq = du + dl, \quad (2в)$$

где q , l , u – удельная теплота, удельная работа и удельная внутренняя энергия.

Существуют различные виды работ: работа расширения, работа против сил поверхностного натяжения, работа магнетика в магнитном поле и др.

Для всех видов работ:

$$dL = FdY,$$

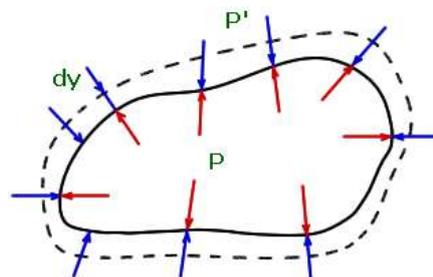
где F – обобщенная сила, Y – обобщенная координата.

Для сложной системы, совершающей несколько видов работы,

$$L_{\text{полн}} = \sum L_i;$$

где L_i – работы всех видов, совершаемые системой.

В термомеханической системе:



а) для **неравновесных процессов**, когда $p \neq p'$ (p' - давление (см. рисунок), против которого совершается работа) работа расширения записывается

$$dL = p'dV,$$

а 1-й закон термодинамики (3) имеет вид:

$$dQ = dU + p'dV; \quad (3)$$

$$dq = du + p'dv; \quad (3a)$$

б) для **равновесных процессов**, когда $p = p'$ (p отличается от p' на бесконечно малую величину dp)

$$dL = pdV, \quad dl = pdv, \quad L_{1-2} = \int_{V_1}^{V_2} pdV, \quad l_{1-2} = \int_{v_1}^{v_2} pdv,$$

а 1-й закон термодинамики (2), (2а), (2б) и (2в) имеет вид:

$$dQ = dU + pdV; \quad dq = du + pdv; \quad (4), (4a)$$

$$Q_{1-2} = U_2 - U_1 + \int_{V_1}^{V_2} pdV; \quad q_{1-2} = u_2 - u_1 + \int_{v_1}^{v_2} pdv. \quad (4б), (4в)$$

Произведя замену в (4)-(4в): $U = H - pV$ и $u = h - pv$, получаем:

$$dQ = dH - Vdp; \quad dq = dh - vdp; \quad (5), (5a)$$

$$Q_{1-2} = H_2 - H_1 - \int_{p_1}^{p_2} Vdp; \quad q_{1-2} = h_2 - h_1 - \int_{p_1}^{p_2} vdp. \quad (5б), (5в)$$

в) для **равновесных процессов с трением** часть работы pdv , затрачиваемой на преодоление трения, превращается в теплоту трения $dq_{тр} = dl_{тр}$. Поэтому

$$dl = pdv - dl_{тр},$$

а 1-й закон термодинамики (4а) имеет вид:

$$dq = du + pdv - dq_{тр}. \quad (6)$$

Произведя замену в (6): $u = h - pv$, получаем:

$$dq = dh - vdp - dq_{тр}. \quad (6a)$$

Примечание. В письменных ответах допускается записать:

- только одно выражение из приведенных здесь (2), (2а), (2б) и (2в);
- только одно выражение из приведенных здесь (3), (3а);
- только одно выражение из приведенных здесь (4), (4а), (4б) и (4в);
- только одно выражение из приведенных здесь (5), (5а), (5б) и (5в);
- только одно выражение из приведенных здесь (6), (6а).

Также допускается не изображать приведенные здесь иллюстрации, заменять текстовый комментарий символами и, в крайнем случае, не комментировать приведенные формулы.

Задание экзаменационного билета №7 (10 баллов)

Задание 7.1.1

Изобарный процесс идеального газа. Соотношения параметров, теплота и работа расширения. Изображение процесса в p,v - и T,s - диаграммах.

Задание 7.1.2

Изохорный процесс идеального газа. Соотношения параметров, теплота процесса. Изображение процесса в p,v - и T,s - диаграммах.

Задание 7.1.3

Адиабатный процесс идеального газа. Соотношения параметров, работа расширения и техническая работа. Расчет адиабатного процесса с учетом зависимости теплоемкости от температуры. Изображение процесса в p,v - и T,s - диаграммах.

Задание 7.1.4

Политропные процессы идеального газа. Соотношения параметров, Работа расширения и теплота процесса. Изображение процессов в p,v - и T,s - диаграммах.

Задание 7.1.5

Смеси газов, способы задания смеси. Термодинамические свойства смеси идеального газа.

Задание 7.1.6

Отличия свойств реального газа от свойств идеального газа. Термодинамические диаграммы (p,v -, p,T -, T,s -) реального газа.

Задание 7.1.7

Изобарный процесс реального газа. Теплота и работа процесса. Изображение процесса в p,T -, p,v - и T,s - диаграммах.

Задание 7.1.8

Адиабатный процесс реального газа, работа расширения и техническая работа. Изображение процесса в p,v -, T,s - и s - диаграммах.

Задание 7.1.9

Процессы течения в суживающихся соплах. Скорость и расход потока газа или пара, условие расчетного применения суживающихся сопел. Изображение процесса в h,s - диаграмме, влияние трения.

Задание 7.1.10

Процессы течения в комбинированных соплах (соплах Лавалья). Скорость и расход потока газа или пара, условие расчетного применения суживающихся сопел. Изображение процесса в h,s - диаграмме, влияние трения.

Пример выполнения задания 7.1.3

Изобарный процесс – это процесс при постоянном давлении ($p = \text{const}$).

Соотношения параметров (между v и T) выводится из уравнения Клапейрона-Менделеева, записанного для двух состояний:

$$pv_2 = RT_2; \quad (1)$$

$$pv_1 = RT_1. \quad (2)$$

Разделив (1) на (2), получаем соотношение, называемое также законом Гей-Люссака

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad \text{или} \quad \frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (3)$$

Работа расширения для равновесных процессов записывается:

$$dl = pdv \quad \text{или} \quad dL = pdV,$$

где l – удельная работа, совершаемая 1кг газа, L – работа, совершаемая произвольным количеством (m кг) газа: $L = ml$.

Интегрируя от 1-го до 2-го состояния и имея в виду, что $p = \text{const}$, получаем

$$l = p(v_2 - v_1) \quad \text{или} \quad L = R(V_2 - V_1). \quad (4)$$

Уравнение (4) можно записать по-другому, используя (1) и (2),

$$l = p(v_2 - v_1) = pv_2 - pv_1 = RT_2 - RT_1 = R(T_2 - T_1). \quad (4a)$$

Удельная **теплота** изобарного процесса наиболее просто определяется из 1-го закона термодинамики, записанного для бесконечно малого процесса

$$dq = dh - vdp,$$

который при $p = \text{const}$ упрощается: $dq = dh$, а для конечного процесса 1-2:

$$q = h_2 - h_1. \quad (5)$$

Удельные энтальпии h_1 и h_2 берутся из Таблиц термодинамических свойств газов; если такие данные отсутствуют, то

$$q = c_p(T_2 - T_1), \quad (5a)$$

где c_p – удельная изобарная теплоемкость газа, определяемая по молекулярно-кинетической теории.

Удельная **теплота** изобарного процесса может быть рассчитана по-другому, используя другую запись 1-го закона термодинамики:

$$dq = du + pdv,$$

которая при $p = \text{const}$ для конечного процесса 1-2 имеет вид

$$q = u_2 - u_1 + p(v_2 - v_1), \quad (5б)$$

где удельная внутренняя энергия u_1 и u_2 , также как h_1 и h_2 , берется из Таблиц термодинамических свойств газов или, если такие данные отсутствуют, то

$$u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1),$$

а удельная изохорная теплоемкость газа c_v определяется по молекулярно-кинетической теории:

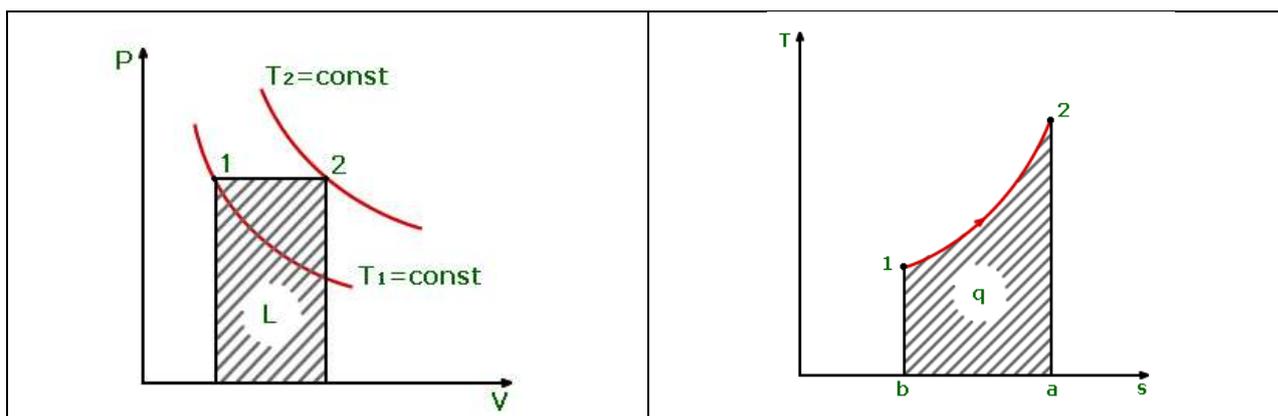
$$q = c_v(T_2 - T_1) + p(v_2 - v_1). \quad (5в)$$

Очевидно, что

$$Q = mq, \quad (6)$$

где q – удельная теплота, подведенная к 1кг газа, Q – теплота, подведенная к произвольному количеству (m кг) газа.

Изображение процесса в p,v - и T,s - диаграммах.



Примечание. В письменных ответах допускается записать:

- только одно выражение из приведенных здесь (4) и (4a);
- только одно выражение из приведенных здесь (5), (5a), (5б) и (5в).

Также допускается заменять текстовый комментарий символами и, в крайнем случае, не комментировать приведенные формулы.

Задание экзаменационного билета №8 (10 баллов)

Задание 8.1.1

Адиабатное дросселирование, определение процесса. Изменение давления, энтальпии, энтропии и температуры идеального и реального газа при адиабатном дросселировании. Изображение процесса в h,s - диаграмме. Эффект Джоуля-Томсона, коэффициент Джоуля – Томсона.

Задание 8.1.2

Процессы в неохлаждаемых компрессорах. Удельная работа, мощность привода. Влияние трения. Изображение процесса в термодинамических диаграммах.

Задание 8.1.3

Принципиальная схема и цикл простой паротурбинной установки – цикл Ренкина, изображение цикла в T,s - диаграмме. Удельная работа и мощность установки, термический и внутренний КПД цикла. Влияние начальных (p_1, t_1) и конечных параметров (p_2) пара на термический КПД цикла.

Задание 8.1.4

Теплофикационные циклы паротурбинных установок. Принципиальные схемы теплофикационных установок и циклы в T,s - диаграмме. Показатели эффективности теплофикационных циклов.

Задание 8.1.5

Принципиальная схема и цикл простой газотурбинной установки – цикл Брайтона, изображение цикла в T,s - диаграмме. Удельная работа и мощность установки, термический и внутренний КПД цикла. Влияние максимальной температуры и максимального давления газа на внутренний КПД цикла.

Задание 8.1.6

Бинарные циклы парогазовых установок (ПГУ) с котлом- утилизатором. Принципиальная схема ПГУ, изображение цикла в T,s - диаграмме, КПД цикла ПГУ.

Задание 8.1.7

Обратные термодинамические циклы холодильных установок и их характеристики: холодопроизводительность, холодильный коэффициент и эксергетический КПД. Обратный обратимый цикл Карно – цикл холодильной установки и его холодильный коэффициент, изображение цикла в T,s –диаграмме, условия обратимости процессов цикла Карно.

Задание 8.1.8

Принципиальная схема и цикл парокомпрессионной холодильной установки, изображение цикла в T,s – диаграмме. Удельная работа, холодопроизводительность и эксергетический КПД цикла.

Задание 8.1.9

Обратные термодинамические циклы теплонасосных установок (ТНУ) и их характеристики: теплопроизводительность (тепловая мощность), отопительный коэффициент (коэффициент преобразования энергии) и эксергетический КПД. Обратный обратимый цикл Карно – цикл ТНУ и его отопительный коэффициент, изображение цикла в T,s –диаграмме, условия обратимости процессов цикла Карно.

Задание 8.1.10

Принципиальная схема и цикл парокомпрессионной теплонасосной установки (ТНУ), изображение цикла в T,s – диаграмме. Удельная работа, теплопроизводительность (тепловая мощность), отопительный коэффициент (коэффициент преобразования энергии) и эксергетический КПД цикла ТНУ.

Пример выполнения задания 8.1.2

Компрессор – это машина для сжатия газа или пара. В неохлаждаемых компрессорах газы совершают адиабатный процесс ($q = 0$).

Удельная работа компрессора (работа, затраченная на привод компрессора) определяется из 1-го закона термодинамики для потока

$$q = h_2 - h_1 + (w_2^2 - w_1^2)/2 + g(z_2 - z_1) + l_{\text{техн}},$$

в котором $q = 0$, $(w_2^2 - w_1^2)/2 \approx 0$, $g(z_2 - z_1) \approx 0$, а $l_{\text{к}} = -l_{\text{техн}}$:

$$l_{\text{к}} = h_2 - h_1. \quad (1)$$

Если процесс адиабатного ($q = 0$) сжатия обратим (**трения нет**), то из 2-го закона термодинамики для обратимых процессов

$$ds = \frac{dq}{T}$$

следует, что $ds = 0$, $s_2 = s_1$ и $l_{\text{к}} = h_2 - h_1$ (см. процесс 1-2 в h,s - диаграмме). Расчет энтальпии h_2 осуществляется с помощью специальных функций π_0 и s^0 , включенных в Таблицы термодинамических свойств газов.

Если процесс адиабатного ($q = 0$) сжатия необратимый (**трение есть**), то из 2-го закона термодинамики для необратимых процессов

$$ds > \frac{dq}{T}$$

следует, что $ds > 0$, $s_{2\text{д}} > s_1$,

$$l_{\text{к}}^{\text{Д}} = h_{2\text{д}} - h_1, \quad (2)$$

и $l_{\text{к}}^{\text{Д}} > l_{\text{к}}$ (см. процесс 1-2д в h,s - диаграмме). Вводится

$$\eta_{oi}^{\text{к}} = l_{\text{к}}/l_{\text{к}}^{\text{Д}}; \quad (3)$$

$\eta_{oi}^{\text{к}}$ – внутренний относительный (или адиабатный) КПД компрессора, а **действительная (с учетом трения) работа**, затраченная на привод компрессора

$$l_{\text{к}}^{\text{Д}} = l_{\text{к}}/\eta_{oi}^{\text{к}}. \quad (4)$$

Удельная энтальпия сжатого газа на выходе из компрессора определяется из (2) и (4)

$$h_{2\text{д}} = h_1 + l_{\text{к}}^{\text{Д}} \quad \text{или} \quad h_{2\text{д}} = h_1 + (h_2 - h_1)/\eta_{oi}^{\text{к}}, \quad (5)$$

а его температура $T_{2\text{д}}$ – по рассчитанной удельной энтальпии $h_{2\text{д}}$ с помощью Таблиц термодинамических свойств газов.

Мощность (привода) компрессора

$$N = ml_{\text{к}}^{\text{Д}}, \quad \text{кВт} \quad (6)$$

где m – массовый расход газа (производительность компрессора), кг/с.

При отсутствии Таблиц **удельная работа** неохлаждаемого компрессора $l_{\text{к}}$ для обратимого процесса (**без учета трения**) рассчитывается по формуле

$$l_{\text{к}} = -l_{\text{техн}} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (7)$$

в которой показатель адиабаты k определяется по молекулярно-кинетической теории. **Действительная работа** компрессора (с учетом трения) $l_{\text{к}}^{\text{Д}}$ рассчитывается при этом по формуле (4).

Изображение процесса в термодинамических диаграммах

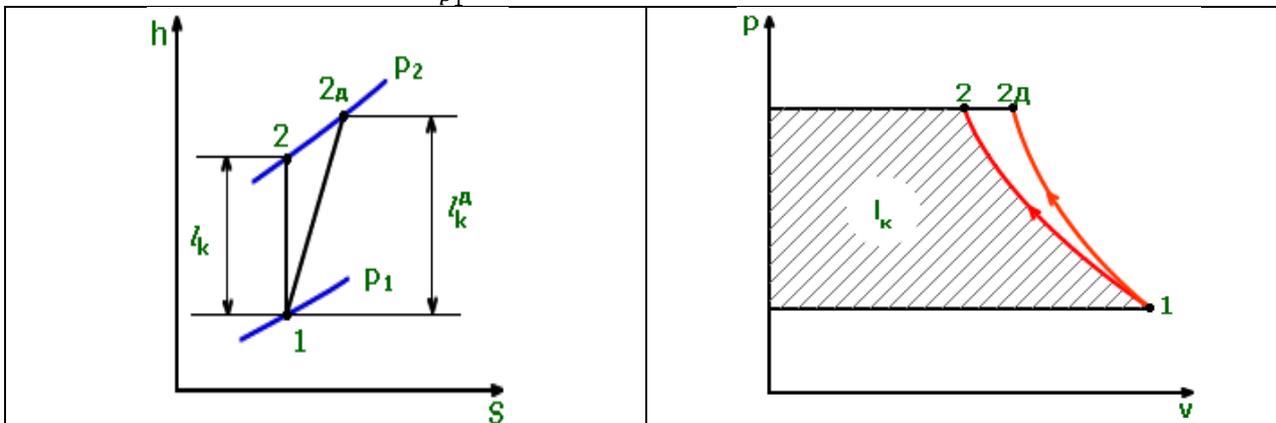
При обратимом (без трения) сжатии

$$l_k = h_2 - h_1,$$

а из 1-го закона термодинамики $dq = dh - vdp$ (при $q = 0$)

$$h_2 - h_1 = \int_{p_1}^{p_2} v dp.$$

Таким образом $l_k = \int_{p_1}^{p_2} v dp$, как это показано в p, v - диаграмме.



Примечание. Допускается заменять текстовый комментарий символами и, в крайнем случае, не комментировать приведенные формулы.

Задание экзаменационного билета №9 (10 баллов)

Задание 9.1.1

Система уравнений конвективного теплообмена для несжимаемой среды

Задание 9.1.2

Приближение пограничного слоя для конвективного теплообмена

Задание 9.1.3

Расчет теплоотдачи и гидродинамического сопротивления для турбулентного течения в трубах

Задание 9.1.4

Приведение системы уравнений конвективного теплообмена к безразмерному виду, безразмерные критерии подобия

Задание 9.1.5

Аналогия процессов тепло- и массопереноса

Задание 9.1.6

Переход ламинарного течения в турбулентное, влияние внешних факторов

Задание 9.1.7

Расчет коэффициента теплоотдачи при вынужденном обтекании плоской пластины для ламинарного течения

Задание 9.1.8

Уравнение теплового баланса для течения жидкости в трубе, среднелогарифмический температурный напор

Задание 9.1.9

Расчет коэффициента теплоотдачи при ламинарном течении в трубе для граничных условий II рода и полностью стабилизированного течения

Задание 9.1.10

Теплообмен при свободной конвекции, приближение Буссинеска

Пример выполнения задания 9.1.3

Расчет гидравлического сопротивления при течении в трубках и каналах

Для гидравлически гладких труб методика расчета коэффициента гидравлического сопротивления ξ в ламинарном, переходном и турбулентном режиме течения включает в себя следующие соотношения:

$Re_c := 2300$ критическое число Рейнольдса для течения в трубе

$\Delta Re := 4 \times 10^3$ зона перехода от ламинарного к развитому турбулентному режиму течения

В ламинарном режиме течения используется формула Пуазейля

$$\xi_1(Re) := \frac{64}{Re}$$

В турбулентном режиме течения - формула Филоненко

$$\xi_t(Re) := (1.82 \cdot \log(Re) - 1.64)^{-2}$$

В переходном режиме течения используется экспоненциальная аппроксимация коэффициента перемежаемости w :

$$\xi(Re) := \begin{cases} w \leftarrow 1 - \exp\left[\frac{-(Re - Re_c)}{\Delta Re}\right] \\ \xi \leftarrow \xi_1(Re) \text{ if } Re < Re_c \\ \xi \leftarrow \xi_t(Re) \cdot w + (1 - w) \cdot \xi_1(Re) \text{ if } Re \geq Re_c \\ \xi \end{cases} \quad (1)$$

На рисунке 1 представлена зависимость коэффициента гидравлического сопротивления при течении в гладких круглых трубках от числа Рейнольдса. Красная линия – это работа формулы (1), позволяющей автоматически рассчитать ξ во всем диапазоне изменения чисел Re .

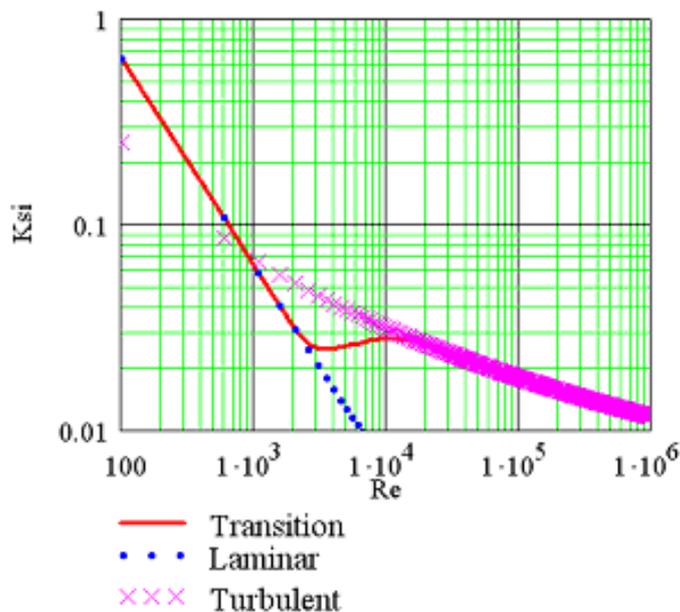


Рисунок 1 - Изменение коэффициента гидравлического сопротивления с числом Рейнольдса при течении в гладких круглых трубах

Расчет теплоотдачи при течении в трубах и каналах

Ламинарное течение

Вязкостный режим ($Re \leq 2300$)

Уравнение подобия для расчета числа Nu при определении теплофизических свойств по средней температуре теплоносителя в трубе может быть записано как:

$$Nu_0 = (Nu_1^3 + c_1^3 + (Nu_2 - c_2)^3 + Nu_3^3)^{1/3} \quad (2)$$

Коэффициенты уравнения (2) представлены в таблице 1.

Тогда число Nu рассчитывается либо как постоянная величина на участке стабилизированного теплообмена с учетом граничных условий, например при $q_c = \text{const}$:

$$Nu_1(Re, Pr) := 4.36$$

Либо по таблице 1 с поправкой на переменность теплофизических свойств ϵ_t

Таблица 1 Коэффициенты уравнения подобия (2)

Режим течения, г.у.	Nu ₀	Nu ₁	C ₁	Nu ₂	C ₂	Nu ₃	Примечание
А. Стабилизированное течение, развивающийся тепловой пограничный слой.							
$X = Re_x \cdot Pr \cdot \frac{d}{x}$ - величина, обратная переменной Гретца; $X_L = Re_L \cdot Pr \cdot \frac{d}{L}$							
1. $t_c = \text{const}$	Nu _x	3.66	0.7	$1.077 \cdot \sqrt[3]{X}$	0.7	0	Мах отклонение 6% , $10 < X < 100$
	\overline{Nu}	3.66	0.7	$1.615 \cdot \sqrt[3]{X_L}$	0.7	0	Мах отклонение < 1%
2. $q_c = \text{const}$	Nu _x	4.354	1	$1.302 \cdot \sqrt[3]{X}$	1	0	Мах отклонение 4% , $10^2 < X < 10^3$
	\overline{Nu}	4.364	0.6	$1.953 \cdot \sqrt[3]{X_L}$	0.6	0	Мах отклонение ~ 1%
В. Развивающиеся гидродинамический и тепловой пограничные слои							
1. $t_c = \text{const}$	Nu _x	3.66	0.7	$1.077 \cdot \sqrt[3]{X}$	0.7	$\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot \sqrt{X}$	
	\overline{Nu}	3.66	0.7	$1.615 \cdot \sqrt[3]{X_L}$	0.7	$\left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot \sqrt{X_L}$	
2. $q_c = \text{const}$	Nu _x	4.354	0	$1.302 \cdot \sqrt[3]{X}$	1	$0.462 \cdot \sqrt[3]{Pr} \cdot \sqrt{X/Pr}$	$0.7 < Pr < 1000$
	\overline{Nu}	4.364	0.6	$1.953 \cdot \sqrt[3]{X_L}$	0.6	$0.924 \cdot \sqrt[3]{Pr} \cdot \sqrt{X_L/Pr}$	

Переходный режим течения

В турбулентном режиме течения возможно применение нескольких расчетных соотношений для прямых труб:

Турбулентное течение (Формула Петухова - Кириллова)

$$\text{Nu}_t(\text{Re}, \text{Pr}) := \frac{\frac{\xi(\text{Re})}{8} \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{1 + \frac{900}{\text{Re}} + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{\xi(\text{Re})}{8}} \cdot \left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}$$

Турбулентное течение (Формула Dittus - Bouldter) без поправки

$$\text{NuDB}(\text{Re}, \text{Pr}) := 0.023 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.33}$$

Турбулентное течение (Формула Михеева без поправки)

$$\text{NuMi}(\text{Re}, \text{Pr}) := 0.021 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.43}$$

В переходном режиме течения расчеты проводятся с использованием экспоненциальной аппроксимации коэффициента перемежаемости w :

$$\text{Nu}(\text{Re}, \text{Pr}) := \begin{cases} w \leftarrow 1 - \exp\left[\frac{-(\text{Re} - \text{Re}_c)}{\Delta \text{Re}}\right] \\ \text{Nu} \leftarrow \text{Nu}_l(\text{Re}, \text{Pr}) \quad \text{if } \text{Re} < \text{Re}_c \\ \text{Nu} \leftarrow \text{Nu}_t(\text{Re}, \text{Pr}) \cdot w + (1 - w) \cdot \text{Nu}_l(\text{Re}, \text{Pr}) \quad \text{if } \text{Re} \geq \text{Re}_c \\ \text{Nu} \end{cases} \quad (3)$$

На рисунке 2 представлена зависимость коэффициента теплоотдачи при течении в гладких круглых трубах от числа Рейнольдса.

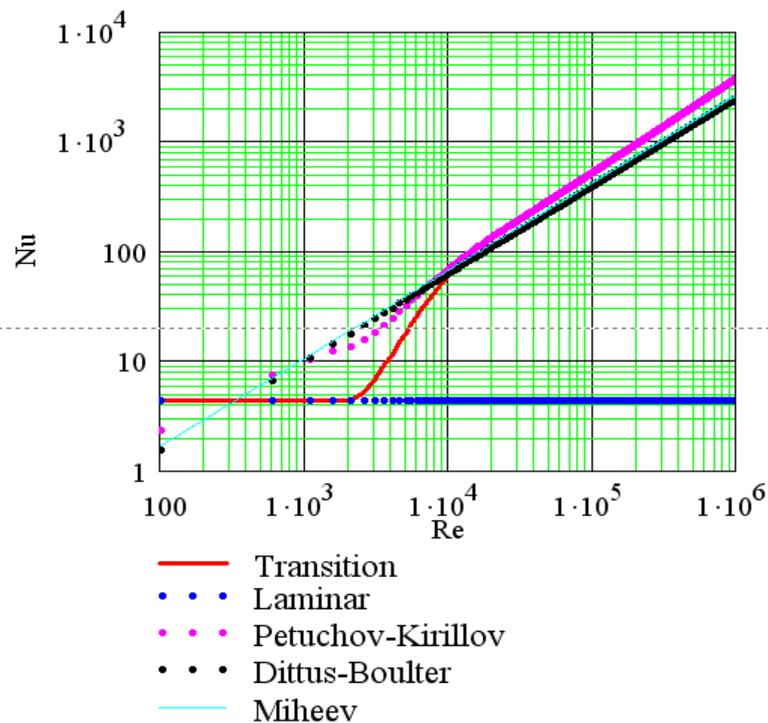


Рисунок 2 - Изменение коэффициента теплоотдачи с числом Рейнольдса при течении в гладких круглых трубах

Красная линия – это работа формулы (3), позволяющей автоматически рассчитать Nu в диапазоне применимости представленных формул по числам Re и Pr (например, $0.5 < Pr < 200$ и $4000 < Re < 10^7$, для формулы Петухова-Кириллова).

Расчет теплоотдачи при течении сверхкритического флюида и в предельных случаях $Pr \gg 1$ и $Pr \ll 1$ проводится по специальным экспериментально обоснованным соотношениям.

Задание экзаменационного билета №10 (10 баллов)

Задание 10.1.1

Закон Фурье, дифференциальное уравнение теплопроводности, виды граничных условий

Задание 10.1.2

Расчет теплового потока в плоской одно- и многослойной стенке в стационарных условиях при граничных условиях I рода

Задание 10.1.3

Расчет теплового потока в плоской одно- и многослойной стенке в стационарных условиях при граничных условиях III рода

Задание 10.1.4

Расчет теплового потока в одно- и многослойной цилиндрической стенке в стационарных условиях при граничных условиях I рода

Задание 10.1.5

Расчет теплового потока в одно- и многослойной цилиндрической стенке в стационарных условиях при граничных условиях III рода

Задание 10.1.6

Критический радиус тепловой изоляции цилиндрической стенки

Задание 10.1.7

Расчет максимальной температуры плоской стенки для стационарной теплопроводности при наличии внутренних источников тепла (граничные условия I рода)

Задание 10.1.8

Расчет максимальной температуры цилиндра для стационарной теплопроводности при наличии внутренних источников тепла (граничные условия I рода)

Задание 10.1.9

Коэффициент теплопередачи через плоскую одно- и многослойную стенку

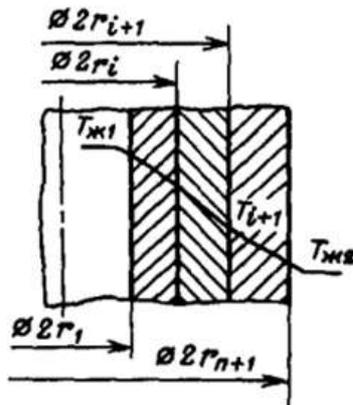
Задание 10.1.10

Регулярный режим нагрева (охлаждения) тел

Пример выполнения задания 10.1.7

При теплопередаче через многослойную цилиндрическую стенку (в наиболее общей постановке с граничными условиями 3-го рода) количество тепла, передаваемое через такую стенку определяется выражением:

$$Q = \frac{2\pi l(T_{ж1} - T_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right) + \frac{1}{\alpha_2 r_{n+1}}}$$



где l – длина трубы, $r_1, r_2 \dots r_{n+1}$ – внешние радиусы слоев, λ_i – коэффициенты теплопроводности слоев. α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи соответственно внутри трубы и снаружи.

Если ввести линейный коэффициент теплопередачи k_l , определяющий тепловой поток с единицы длины трубы при единичной разности температур сред, то получим:

$$k_l = \frac{Q}{\pi l(T_{ж1} - T_{ж2})}$$

Величина обратная линейному коэффициенту теплопередачи – линейное термическое сопротивление будет определяться следующим выражением:

$$R_l = \frac{1}{2\alpha_1 r_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right) + \frac{1}{2\alpha_2 r_{n+1}}$$

Рассмотрим задачу о теплоизоляции трубопровода. Известные величины: r_1, r_2 – внутренний и наружный радиусы трубопровода; λ – коэффициент теплопроводности материала стенки трубопровода; $T_{ж1}, T_{ж2}$ – температуры сред и α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи соответственно внутри трубы и снаружи. Необходимо нанести слой изоляции радиусом r_3 теплопроводностью $\lambda_{из}$, чтобы уменьшить тепловые потери в трубопроводе.

В этом случае полное термическое сопротивление стенки будет определяться следующим образом:

$$R_l = \frac{1}{2\alpha_1 r_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{2\lambda_{из}} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{1}{2\alpha_2 r_3}$$

При нанесении изоляции (увеличении радиуса r_3) увеличивается термическое сопротивление изоляции (3-е слагаемое), но одновременно уменьшается термическое сопротивление теплоотдачи (4-е слагаемое) на наружной поверхности изоляции (слагаемые 1 и 2 при этом остаются неизменными).

Проанализируем поведение суммы этих термических сопротивлений в зависимости от величины r_3 :

$$f(r_3) = \frac{1}{2\lambda_{из}} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{1}{2\alpha_2 r_3}$$

Определим экстремум этой функции, для чего возьмем производную f'_{r_3} :

$$\frac{df}{dr_3} = \frac{1}{2\lambda_{из} r_3} - \frac{1}{2\alpha_2 r_3^2}$$

Приравняв ее нулю, определим значение r_3 , при котором термическое сопротивление R_l трубопровода принимает экстремальное значение:

$$\frac{1}{2\lambda_{из} r_3} - \frac{1}{2\alpha_2 r_3^2} = 0$$

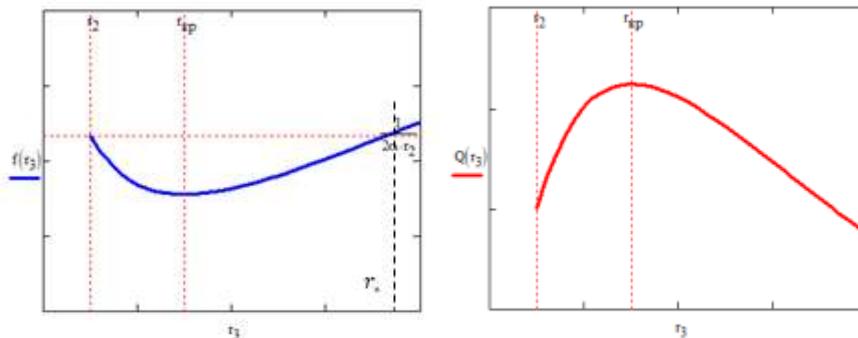
Эта величина называется критическим радиусом (изоляция) и равна:

$$r_{кр} = \frac{\lambda_{из}}{\alpha_2}$$

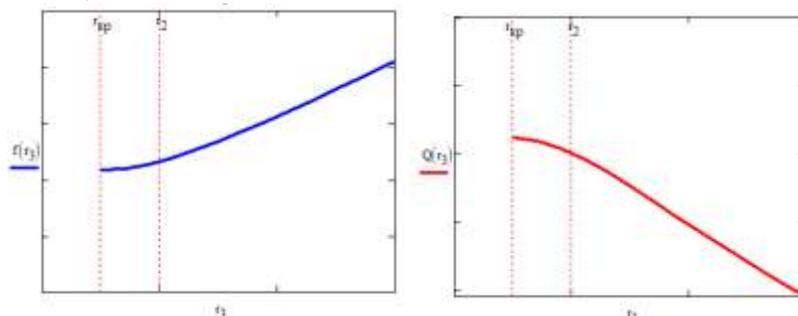
Из этого выражения следует, что критический радиус зависит только от материала изоляции и коэффициента теплоотдачи снаружи трубы. Он будет тем меньше, чем меньше коэффициент теплопроводности изоляции и чем больше коэффициент теплоотдачи α_2 от наружной поверхности изоляции к окружающей среде.

Очевидно, что 2-я производная f''_{r_3} положительна, значит, кривая зависимости сопротивления от r_3 выпуклая вниз и критический радиус соответствует минимуму термического сопротивления или максимуму теплового потока.

Если условия таковы, что $r_{кр} > r_2$, то тепловые потери растут (и будут выше потерь неизолированного трубопровода) при нанесении слоя изоляции, пока r_3 не станет равным $r_{кр}$. При $r_3 = r_{кр}$ тепловые потери максимальны, при дальнейшем увеличении слоя изоляции потери уменьшаются и только при $r_3 = r_*$ станут такими же, как у неизолированного трубопровода. То есть, в этом случае изоляция работает крайне неэффективно.



Если условия таковы, что $r_{кр} < r_2$, то термическое сопротивление будет увеличиваться, а тепловые потери всегда будут уменьшаться при нанесении слоя изоляции любой толщины:



Значит, для эффективной работы изоляции необходимо, чтобы критический радиус был меньше внешнего радиуса трубопровода $r_{кр} < r_2$ или, по-другому, материал изоляции надо подбирать так, чтобы $\lambda_{из} < \alpha_2 r_2$. Тогда нанесение слоя изоляции всегда приводит к уменьшению тепловых потерь в трубопроводе.

Задание экзаменационного билета №11 (10 баллов)

Задание 11.1.1

Влияние переменности свойств газов и жидкостей на теплообмен в трубах

Задание 11.1.2

Режимы течения двухфазных потоков в трубах

Задание 11.1.3

Теплоотдача при пленочной конденсации на вертикальной стенке

Задание 11.1.4

Основные закономерности роста и отрыва пузырьков на перегретой стенке

Задание 11.1.5

Режимы кипения в большом объеме, кривая кипения

Задание 11.1.6

Кризис кипения в большом объеме, критический тепловой поток

Задание 11.1.7

Закон Фика, уравнение диффузии

Задание 11.1.8

Законы излучения абсолютно черного тела

Задание 11.1.9

Зональный метод расчета теплообмена в системе тел, разделенных прозрачной средой

Задание 11.1.10

Уравнение переноса излучения в излучающей и поглощающей среде

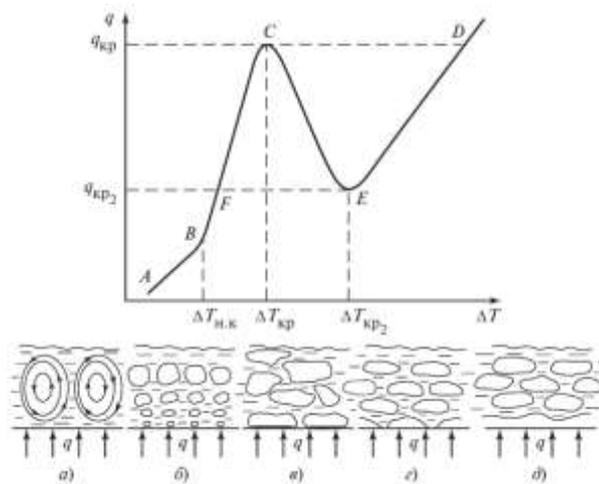
Пример выполнения задания 11.1.5

Кипение – процесс фазового перехода жидкость-пар, происходящий под уровнем жидкости. Возникновение парового пузырька в объеме жидкости сопряжено с образованием поверхности раздела фаз, следовательно, требует преодоления «энергетического барьера». Практически это означает, что жидкость должна быть перегрета относительно температуры насыщения.

Процесс кипения в большом объеме – образование паровых пузырей на технической обогреваемой поверхности, элементы микрошероховатости которой служат центрами парообразования.

Пусть жидкость в обогреваемом сосуде находится при температуре насыщения T_s , отвечающей давлению P_s над ее уровнем. Обогреваемая поверхность расположена под уровнем жидкости. Пренебрегаем малым гидростатическим давлением столба над нагревателем по сравнению с P_s .

Кривая кипения – зависимость плотности теплового потока q на обогреваемой стенке от перегрева $\Delta T = T_c - T_s$ (по осям – логарифмический масштаб).



Зависимость $q(\Delta T)$ определяется соответствующим режимом теплообмена:

- Пока перегрев стенки относительно температуры насыщения T_s не достигнет определенной величины $\Delta T_{н.к}$ (начало кипения), достаточной для образования паровых пузырьков, тепло от обогреваемой поверхности отводится за счет механизма свободной конвекции (а). Например, для турбулентной свободной конвекции $q(\Delta T) \sim \Delta T^{4/3}$ (участок АВ).
- Начиная с точки В (начало кипения) зависимость q резко увеличивает крутизну – на участке ВС $q(\Delta T) \sim \Delta T^3$. С ростом перегрева растет число одновременно действующих центров парообразования на поверхности, что сопровождается ростом интенсивности теплообмена.
- По мере увеличения q существенно меняется структура двухфазной смеси. При относительно малых q наблюдаются вертикальные «цепочки» пузырей, последовательно отрывающиеся от устойчивых центров на стенке (б). Затем, при увеличении q начинается слияние соседних пузырей как в вертикальном, так и боковом направлениях – возникает режим сросшихся паровых конгломератов (в). Однако зависимость $q(\Delta T)$ остается практически неизменной вдоль всего участка ВС – пузырькового кипения.
- При достижении некоторого предельного значения $q = q_{кр1}$ (в случае, например, электрического обогрева поверхности) (точка С) пузырьковый режим обрывается катастрофически резко – малое увеличение q в окрестности $q_{кр1}$ приводит к лавинообразному росту площади «сухих» пятен на обогреваемой поверхности и образованию на ней сплошной пленки пара.
- Новое стационарное состояние (точка D) соответствует режиму пленочного кипения, а сам переход CD – кризисом пузырькового кипения. В пленочном режиме температура обогреваемой поверхности превышает температуру спинодали, что исключает появление жидкости на поверхности – тепло передается через паровую пленку (д). Коэффициенты теплоотдачи при пленочном кипении на 1-2 порядка меньше, чем при тех же q при пузырьковом.
- Пленочное кипение наблюдается при q как превышающих $q_{кр1}$, так и при существенно более низких. При снижении q пленочный режим сохраняется до тех пор, пока температура обогреваемой поверхности не снизится до температуры спинодали. При дальнейшем снижении q наступает возврат к пузырьковому кипению (ЕF). Такой переход также называют кризисом, но пленочного кипения. Соответствующий этому переходу тепловой поток обозначают $q_{кр2}$.
- Переходный режим кипения (СЕ) может наблюдаться в стационарном режиме при регулировании температуры обогреваемой поверхности, либо при нестационарном охлаждении, когда кривая кипения получается «справа-налево» (г). В этом режиме с ростом перегрева стенки q «неестественно» уменьшается, потому что по мере роста перегрева уменьшается характерное время периодических контактов жидкости со

стенкой. При достижении температуры предельного перегрева жидкости это время снижается до нуля и наступает режим пленочного кипения.

Директор ИТАЭ

А.В. Дедов

Разработал

Н.А. Губина