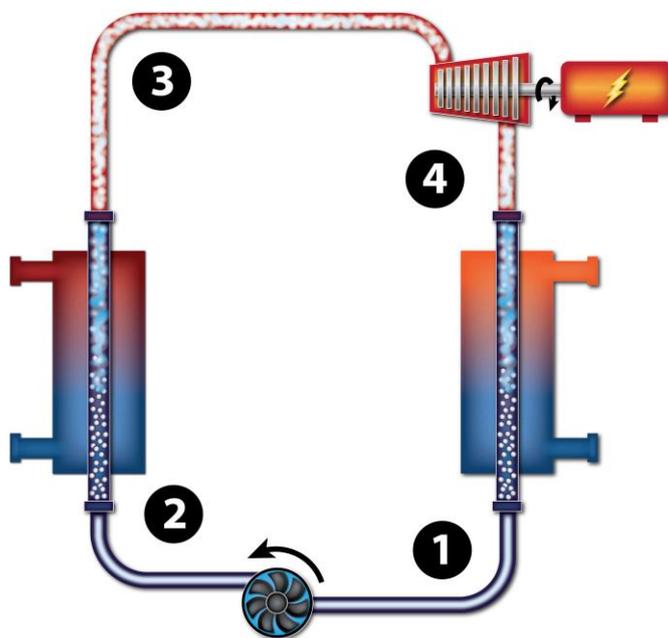


Министерство образования и науки Российской Федерации
ФГБОУ ВО «Сибирский государственный аэрокосмический университет
имени академика М.Ф. Решетнева»

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕПЛОПЕРЕДАЧА



Красноярск
2016

Министерство образования и науки Российской Федерации
ФГБОУ ВО «Сибирский государственный аэрокосмический университет
имени академика М.Ф. Решетнева»

А.А. Орлов, О.В. Тримасова

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Электронное издание

Утверждено редакционно-издательским советом СибГАУ
в качестве методических указаний к выполнению контрольных заданий
для студентов направлений 35.03.02 «Технология лесозаготовительных и
деревоперерабатывающих производств», 15.03.02 «Технологические
машины и оборудование», 15.03.04 «Автоматизация технологических
процессов и производств» заочной формы обучения

Красноярск
2016

Орлов, А.А. Техническая термодинамика и теплопередача: методические указания к выполнению контрольных заданий для студентов направлений 35.03.02 “Технология лесозаготовительных и деревоперерабатывающих производств”, 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», 15.03.04 «Автоматизация технологических процессов и производств» заочной формы обучения / А.А. Орлов, О.В. Тримасова – Красноярск: СибГАУ, 2016. – 59 с.

Рецензент: доцент Н.А. Романова (научно-методический совет СибГАУ);

© А.А. Орлов, О.В. Тримасова, 2016

© ФГБОУ ВО «Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М.Ф. Решетнева», 2016

Содержание

Введение	5
Модуль 1. Техническая термодинамика	
1.1 Основные характеристики состояния рабочих тел	6
1.2 Уравнение состояния идеального газа	7
1.3 Теплоемкость	8
1.4 Первый закон термодинамики	9
1.5 Второй закон термодинамики	9
1.6 Термодинамические циклы	10
1.7 Тепловые характеристики состояния	12
1.8 Основные процессы идеальных газов	13
1.9 Поршневые компрессоры	20
1.10 Воздушные холодильные установки	23
1.11 Паротурбинные установки	24
1.12 Примеры решения задач по модулю 1	27
Вопросы для самопроверки	32
Модуль 2. Теплопередача	
2.1 Теплопроводность	33
2.2 Конвективный теплообмен	36
2.3 Теплопередача	38
2.4 Теплообменные аппараты	40
2.5 Примеры решения задач по модулю 2	42
Вопросы для самопроверки	45
Контрольные задания	46
Библиографический список	54
Приложение А (справочное) Перечень ключевых слов	55
Приложение Б (справочное) Термодинамические и теплофизические свойства веществ	56
Приложение В (справочное) Теплофизические свойства веществ	59

Введение

Специалисты разных отраслей промышленности должны уметь решать задачи максимальной экономии топливно-энергетических ресурсов, материалов, интенсификации и оптимизации технологических процессов.

В связи с этим программа изучения дисциплины «Техническая термодинамика и теплопередача» включает в себя выполнение студентами заочной формы обучения по направлениям подготовки 35.03.02 «Технология лесозаготовительных и деревоперерабатывающих производств», 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» и 15.03.04 «Автоматизация технологических процессов» контрольных заданий.

Самостоятельное выполнение контрольных задач по дисциплине «Техническая термодинамика и теплопередача» будет содействовать приобретению обучающимся ряда профессиональных компетенций, а именно по направлению подготовки 35.03.02 - ПК-13: владение методами комплексного исследования технологических процессов, учитывающих принципы энерго-и ресурсосбережения и защиты окружающей среды; ПК-16: готовность обоснованно выбирать оборудование, необходимое для осуществления технологических процессов; 15.03.02 - ПК-8: умеет применять современные методы для разработки малоотходных, энергосберегающих и экологически чистых машиностроительных технологий, обеспечивающих безопасность жизнедеятельности людей и их защиту от возможных последствий аварий, катастроф и стихийных бедствий, умеет применять способы рационального использования сырьевых, энергетических и других видов ресурсов в машиностроении; 15.03.04 - ПК-1: способностью собирать и анализировать исходные информационные данные для корректирования технологических процессов изготовления продукции, средств и систем автоматизации, контроля, технологического оснащения, диагностики, испытаний, управления процессами, жизненным циклом продукции и ее качеством; ПК-17: способностью участвовать в разработке математических и физических моделей процессов и производственных объектов.

Методические указания разработаны с целью оказания помощи студентам в самостоятельном изучении основных положений дисциплины и выполнении контрольных заданий. При подготовке к аттестации студентам необходимо разобраться в сущности основных законов преобразования теплоты в механическую работу в различных установках, способах передачи теплоты и овладеть методиками их расчетов. Каждый модуль дисциплины заканчивается примерами решения задач и вопросами для самостоятельной проверки усвоения материала.

В приложениях указаний приводится необходимый для расчетов справочный материал.

Модуль 1. Техническая термодинамика

Современная техническая термодинамика изучает закономерности взаимного преобразования теплоты в механическую работу в различных установках, а также свойства рабочих тел, участвующих в этих процессах.

1.1 Основные характеристики состояния рабочих тел

В качестве основных характеристик состояния рабочих тел в технической термодинамике используются температура, давление и объем.

1.1.1 Температура. Температура характеризует среднюю кинетическую энергию молекул, составляющих тело

$$T = \frac{1}{K} \cdot \frac{mc^2}{2}, \quad (1.1)$$

где K - постоянная Больцмана;

$\frac{mc^2}{2}$ - средняя кинетическая энергия молекул.

Температура выражается по стоградусной и абсолютной шкале (шкале Кельвина). Интервал температур, соответствующий одному градусу, по этим шкалам одинаковый, поэтому связь между ними имеет вид

$$T = t + 273,15 \text{ К}. \quad (1.2)$$

1.1.2 Давление. Сумма импульсов молекул, приходящихся на единицу поверхности в единицу времени, называется давлением газообразного тела.

Давление измеряется

$$1 \text{ ат.} = 1 \text{ кг/см}^2 = 10 \text{ кг/м}^2 = 98066 \text{ Па} = 0,98 \text{ бар.}$$

1.1.3 Объем. Если тело с массой m имеет объем V , то отношение

$$\frac{V}{m} = v, \quad (1.3)$$

называется его *удельным объемом*, $\text{м}^3/\text{кг}$. Величина, обратная удельному объему - *плотность* рабочего тела ρ , кг/м^3 . Определяется по формуле

$$\rho = \frac{1}{v}. \quad (1.4)$$

1.2 Уравнение состояния идеального газа

Под идеальным газом понимают такой газ, у которого между молекулами отсутствуют силы притяжения, а объем самих молекул ничтожен по сравнению с межмолекулярным объемом. То есть к идеальным можно отнести газы, далекие от состояния «ожижения». Пары жидкостей относятся к реальным газам.

Состояние идеальных газов подчиняется характеристическому уравнению (уравнению Клапейрона):

для 1 кг газа

$$Pv = RT; \quad (1.5)$$

для m кг газа

$$PV = mRT, \quad (1.6)$$

где P - абсолютное давление газа, Па;

v - удельный объем, м³/кг;

V - полный объем газа, м³;

m - масса газа, кг;

R - газовая постоянная (зависит от молярной массы газа), Дж/(кг·К);

T - абсолютная температура, К.

Умножим левую и правую части уравнения на молярную массу μ , кг/моль и получим

$$PV_\mu = \mu RT, \quad (1.7)$$

где V_μ - объем газа, м³/кмоль;

μR - универсальная газовая постоянная, ($\mu R = 8314$ Дж/(кмоль·К).

Газовую постоянную тогда можно выразить

$$R = \frac{8314}{\mu}. \quad (1.8)$$

1.3 Теплоемкость

При сообщении телу массой m теплоты Q изменяется его температура. При этом

$$Q = mc(T_2 - T_1).$$

Коэффициент пропорциональности c называется *теплоемкостью* и представляет собой теплоту, необходимую для изменения температуры

единицы количества вещества на 1 К.

Различают истинную (при данной температуре) и среднюю (для интервала температур) теплоемкости

$$c_m = \frac{c_1 + c_2}{2}, \quad (1.9)$$

где c_m - средняя теплоемкость в интервале температур t_1 и t_2 ;

c_1 и c_2 - истинные теплоемкости при температурах t_1 и t_2 .

Как истинная, так и средняя теплоемкости могут быть массовой, объемной либо молярной.

Массовая теплоемкость. За единицу количества вещества принят 1 кг, тогда

$$c = \frac{Q}{m \cdot \Delta T}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (1.10)$$

Объемная теплоемкость. За единицу количества вещества принят 1 м^3 при нормальных физических условиях ($T=273,15 \text{ К}$, $P = 101 \text{ кПа}$)

$$c' = \frac{Q}{V \cdot \Delta T}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}. \quad (1.11)$$

Молярная теплоемкость. За единицу количества веществ принят 1 кмоль

$$\mu c = \frac{Q}{\mu \cdot \Delta T}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}. \quad (1.12)$$

Из уравнений (1.10-1.12) получим связь между теплоемкостями

$$c = \frac{\mu c}{\mu} = c' V_n = \frac{c'}{\rho_n}, \quad (1.13)$$

где ρ_n - плотность газа при нормальных условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Различают изобарную c_p и изохорную c_v теплоемкости. Соотношение между ними выражается уравнением Майера

$$c_p - c_v = R, \quad (1.14)$$

а отношение $\frac{c_p}{c_v} = k$ - показатель адиабаты.

Когда не требуется большой точности, принимают следующие значения показателя адиабаты: одноатомные газы $k = 1,67$; двухатомные газы $k = 1,40$; трехатомные газы $k = 1,33$.

1.4 Первый закон термодинамики

При совершении термодинамического процесса между телами происходит обмен энергией. Передача энергии осуществляется в форме теплоты и работы.

Согласно I закону термодинамики, сообщаемая рабочему телу теплота Q , кДж, расходуется на изменение его внутренней энергии ΔU , Дж/(кг·К) и совершение им работы L , Дж/(кг·К) преодоления внешних сил

$$Q = \Delta U + L. \quad (1.15)$$

Т.к. $\frac{Q}{m} = q; \frac{U}{m} = u; \frac{L}{m} = l,$

тогда уравнение (15) для 1 кг рабочего тела примет вид

$$q = \Delta u + l; \quad (1.16)$$

или в дифференциальном виде

$$dq = du + dl. \quad (1.17)$$

Выражение (17) можно преобразовать:

$$dq = du + pdq = du + pdv + vdp - vdp;$$

$$dq = du + d(pv) - vdp;$$

$$dq = d(u + pv) - vdp,$$

где $u + pv = h$ - удельная энтальпия, кДж/кг, тогда

$$dq = dh - vdp. \quad (1.18)$$

1.5 Второй закон термодинамики

Второй закон термодинамики показывает направление превращения энергии и гласит: *теплота сама собой не может переходить от холодного тела к более нагретому.*

В термодинамике, для анализа процессов теплообмена, получила распространение функция – *энтропия* S , Дж/К, которая определяется отношением

$$S = \frac{Q}{T}, \quad (1.19)$$

и удельная энтропия s , кДж/(кг·К)

$$s = \frac{q}{T},$$

откуда

$$dq = T \cdot ds. \quad (1.20)$$

Теплота в термодинамическом процессе может сообщаться рабочему телу или отниматься от него. В первом случае $dq > 0$ и $ds > 0$, во втором $dq < 0$ и $ds < 0$.

1.6 Термодинамические циклы

Неопределенно длительное превращение теплоты в работу в двигателях возможно только при условии изменения состояния рабочего тела по замкнутому процессу (циклу).

Циклы, в результате совершения которых получается положительная работа, называются циклами *тепловых двигателей* или *прямыми* циклами (рисунок 1.1).

Работа любого процесса определяется по формуле:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} P dv. \quad (1.21)$$

Следовательно, в координатах Pv она изображается площадью под линией процесса. Положительная работа цикла равна

$$l_u = l_{1a2} - l_{2b1} = S_{v_1 1a2v_2} - S_{v_2 2bv_1} = S_{1a2b1}$$

Повторяя такой цикл, можно непрерывно превращать теплоту в работу. Совершение такого цикла возможно, если в процессе 1-а-2 будет подводиться теплота q_1 большая, чем теплота q_2 , отводимая в процессе 2-в-1.

Согласно первому закону термодинамики

$$q_1 = \Delta u + l_1,$$

$$-q_2 = \Delta u + l_2.$$

Сумма этих уравнений дает

$$q_1 - q_2 = l_1 - l_2 = l_u.$$

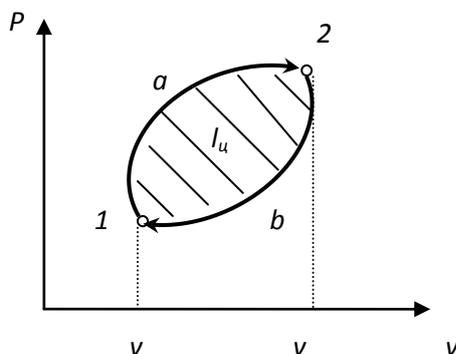
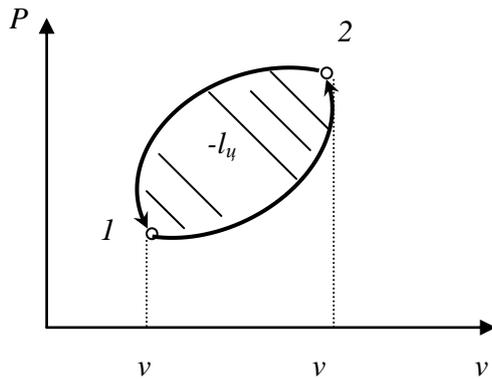


Рисунок 1.1 – Прямой цикл

Термодинамическая эффективность таких циклов оценивается коэффициентом полезного действия:

$$\eta = \frac{l_u}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (1.22)$$

Из выражения (1.22) следует, что коэффициент полезного действия всегда меньше единицы.



Циклы, в результате которых работа затрачивается, называются *обратными*, или циклами *тепловых насосов* (холодильников). Обратные циклы предназначены для отнятия теплоты от холодного тела и передачи ее телу с более высокой температурой.

Рисунок 1.2 - Обратный цикл

Степень совершенства цикла теплового насоса оценивается с помощью холодильного коэффициента ε , который определяется как отношение количества теплоты, отнимаемой от холодильного источника (q_2) к затраченной работе (l_u)

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_u} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (1.23)$$

Совершенными циклами тепловых двигателей и насосов являются прямой и обратный цикл Карно (рисунок 1.3).

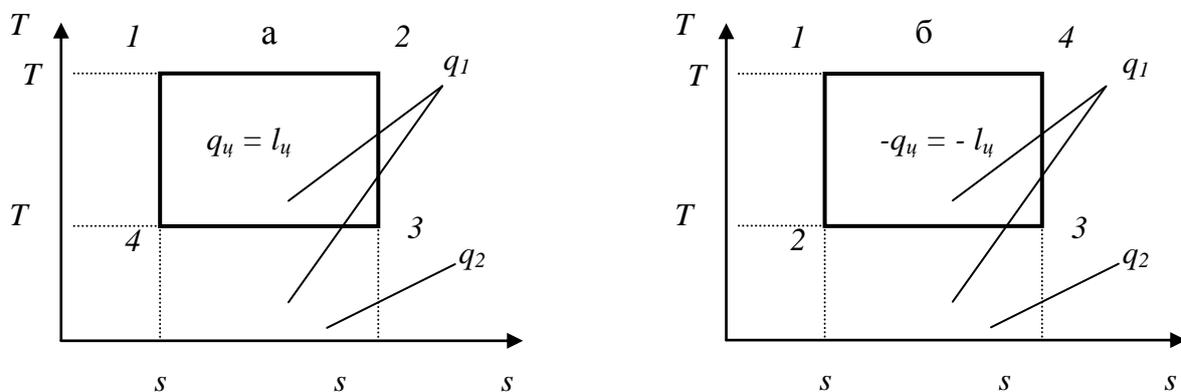


Рисунок 1.3 - Прямой (а) и обратный (б) циклы Карно

Эти циклы образованы двумя изотермами и адиабатами. Коэффициент полезного действия прямого цикла определяется по выражению

$$\eta = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2(s_2 - s_1)}{T_1(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.24)$$

Холодильный коэффициент обратного цикла Карно

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_2(s_2 - s_1)}{T_1(s_2 - s_1) - T_2(s_2 - s_1)} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (1.25)$$

Из (1.24) и (1.25) следует, что цикл Карно является максимально совершенным, так как зависит только от температур горячего и холодного источника теплоты.

1.7 Тепловые характеристики состояния

Внутренняя энергия. Полная внутренняя энергия рабочего тела складывается из кинетической и потенциальной энергии молекул

$$U = U_k + U_n.$$

Внутренняя кинетическая энергия зависит от интенсивности движения молекул и является функцией от температуры $U_k = f(T)$. Внутренняя потенциальная энергия зависит от сил межмолекулярного взаимодействия, которые определяются расстоянием между молекулами, а значит $U_n = f(V)$. Таким образом, полная внутренняя энергия $U = f(T, V)$.

У идеального газа силы притяжения между молекулами отсутствуют, поэтому $U_n = 0$.

Первый закон термодинамики для изохорного процесса ($v = const$) имеет вид

$$c_v dT = du. \quad (1.26)$$

Интегрируя выражение (1.26) в интервале от T_1 до T_2 , получим

$$\Delta u = c_{vm}(T_2 - T_1), \quad (1.27)$$

где c_{vm} - изохорная, средняя в интервале температур теплоемкость, кДж/(кг·К).

Энтальпия. Если процесс протекает при $P = const$, то из выражения (1.18) получим

$$c_p dT = dh. \quad (1.28)$$

Интегрируя (1.28) в интервале температур от T_1 до T_2 , получим

$$\Delta h = c_{pm}(T_2 - T_1), \quad (1.29)$$

где c_{pm} - изобарная, средняя в интервале температур теплоемкость, кДж/(кг·К).

Энтропия. В термодинамических расчетах используется не абсолютное значение энтропии, а ее изменение в результате совершения процесса

$$ds = \frac{dq}{T} = \frac{c_v dT + P dv}{T}.$$

Откуда при помощи уравнения Клапейрона получим

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}.$$

Интегрируя это выражение, получим формулу изменения энтропии идеального газа для любого процесса

$$\Delta s = c_{vm} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (1.30)$$

Изменение энтропии можно вычислить также по выражениям

$$\Delta s = c_{pm} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}. \quad (1.31)$$

$$\Delta s = c_{pm} \ln \frac{v_2}{v_1} + c_{vm} \frac{P_2}{P_1}. \quad (1.32)$$

1.8 Основные процессы идеальных газов

1.8.1 Изобарный процесс

Изобарным называется процесс, проходящий при постоянном давлении рабочего тела $P = const$ (рисунок 1.4). Например, нагревание или охлаждение газа при атмосферном давлении (в негерметичном сосуде).

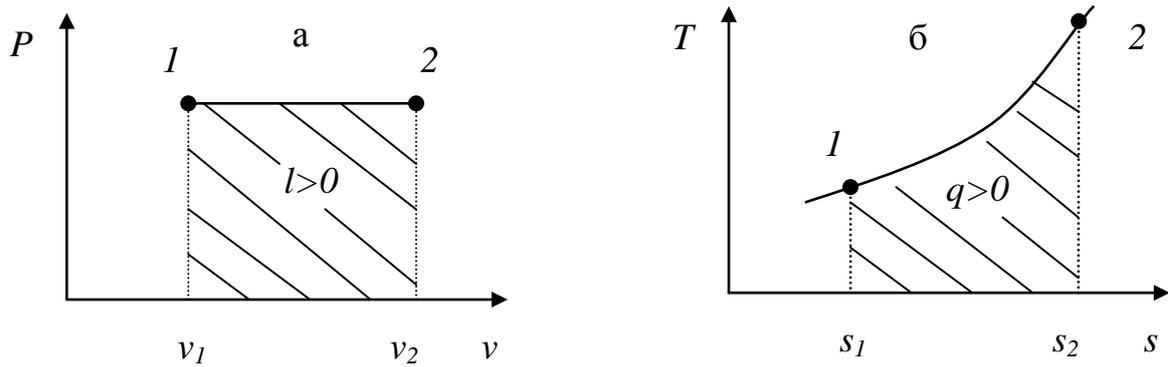


Рисунок 1.4 – Изобарный процесс в P, v (а) и T, s (б) – координатах

Из уравнения Клапейрона

$$\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2}; \quad \frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}.$$

Изменение удельной энтропии определяется из уравнений (1.31) и (1.32)

$$\Delta s = s_1 - s_2 = c_{pm} \ln \frac{v_2}{v_1};$$

$$\Delta s = s_1 - s_2 = c_{pm} \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

Энергетические результаты процесса:
работа

$$l = \frac{L}{m} = P(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1), \text{ кДж/кг};$$

изменение внутренней энергии

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \frac{\Delta U}{m} = C_{vm}(T_2 - T_1), \text{ кДж/кг};$$

теплота

$$q = \frac{Q}{m} = \Delta h = h_2 - h_1 = C_{pm}(T_2 - T_1), \text{ кДж/кг}.$$

1.8.2 Изохорный процесс

Изохорным называется процесс, проходящий при постоянном объеме рабочего тела $v = const$ (рисунок 1.5). Например, нагревание или охлаждение газа в герметичном сосуде.

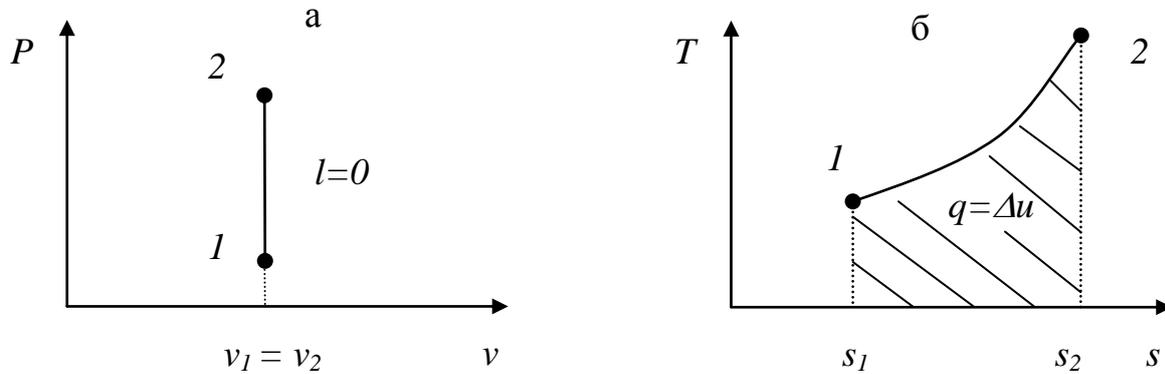


Рисунок 1.5 – Изохорный процесс в P, v (а) и T, s (б) - координатах

Из уравнения Клапейрона

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}; \quad \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1} .$$

Изменение удельной энтропии из уравнений (1.30) и (1.31)

$$\Delta s = s_1 - s_2 = C_{vm} \ln \frac{T_2}{T_1};$$

$$\Delta s = s_1 - s_2 = C_{vm} \ln \frac{P_2}{P_1} .$$

Изменение энтальпии

$$\Delta h = h_2 - h_1 = C_{pm}(T_2 - T_1), \text{ кДж/кг.}$$

Энергетические результаты процесса:

работа

$$l = 0, \text{ т.к. } v = const, \text{ следовательно } dv = 0;$$

изменение внутренней энергии

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \frac{\Delta U}{m} = C_{vm}(T_2 - T_1), \text{ кДж/кг;}$$

теплота

$$q = \Delta u = C_{vm}(T_2 - T_1), \text{ кДж/кг.}$$

1.8.3 Изотермический процесс

Изотермическим называется процесс, проходящий при постоянной температуре рабочего тела $T = const$ (рисунок 1.6). Например, расширение газа в цилиндре при условии, что вся подведенная теплота превращается в работу.

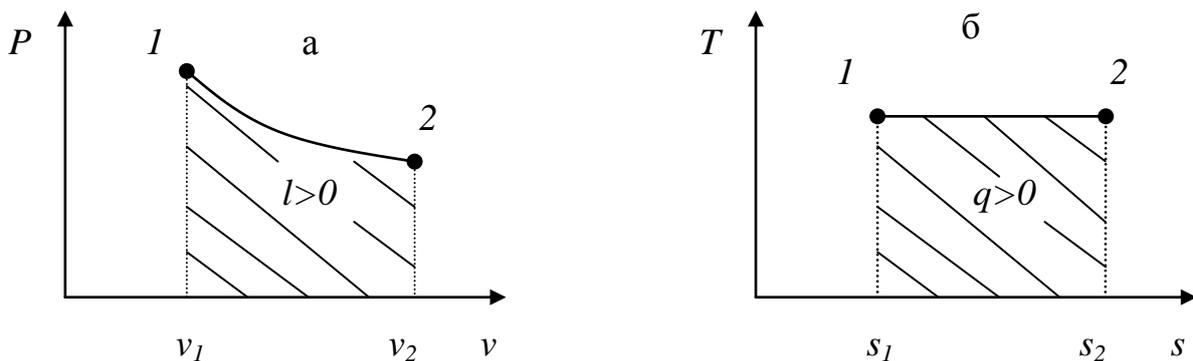


Рисунок 1.6 – Изотермический процесс в P, v (а) и T, s (б) - координатах

Из уравнения Клапейрона

$$P_1 v_1 = P_2 v_2; \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{v_2}{v_1}.$$

Изменение удельной энтропии в процессе

$$\Delta s = R \ln \frac{v_2}{v_1} = R \ln \frac{P_1}{P_2}.$$

Энергетические результаты процесса:

изменение внутренней энергии и удельной энтальпии

$$\Delta u = \Delta h = 0;$$

$$q = l = T \Delta s = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \ln \frac{P_1}{P_2}.$$

1.8.4 Адиабатный процесс

Адиабатным называется процесс, проходящий без теплообмена с внешней средой $S = const$ (рисунок 1.7). Например, сжатие или расширение

ние газа в цилиндре, стенки которого изготовлены из теплоизолятора.

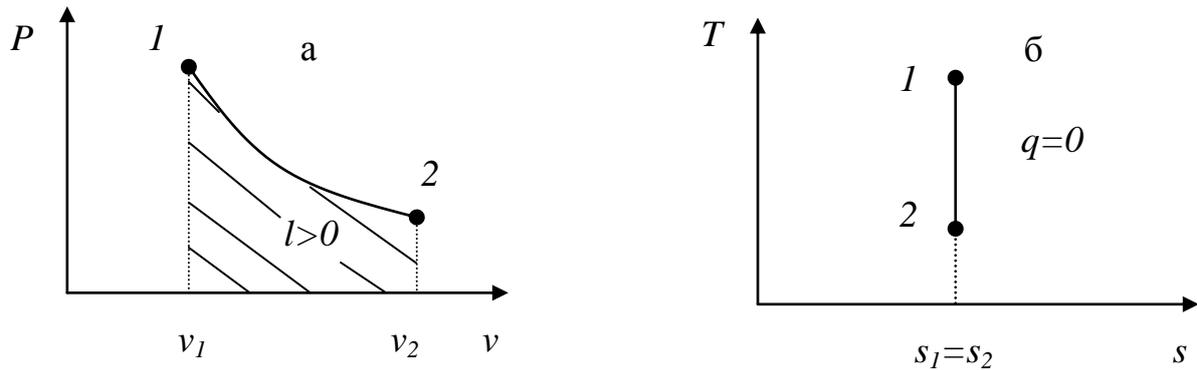


Рисунок 1.7 – Адиабатный процесс в P, v (а) и T, s (б) - координатах

Первый закон термодинамики согласно уравнениям (1.17) и (1.18) для адиабатного процесса можно выразить соотношениями

$$\begin{aligned} dq = 0 &= dh - vdP, \\ dq = 0 &= du - Pdv \end{aligned}$$

или

$$-c_p dT = -vdP; \quad -c_v dT = Pdv.$$

Разделив первое выражение на второе, получим

$$\frac{c_p}{c_v} = -\frac{vdP}{Pdv},$$

учитывая $\frac{c_p}{c_v} = k$, получим $k = -\frac{vdP}{Pdv}$;

отсюда, $k \frac{dv}{v} = \frac{dP}{dP}$. После интегрирования: $k \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = \ln \frac{P_1}{P_2}$,

тогда

$$P_1 v_1^k = P_2 v_2^k, \quad P v^k = const. \quad (1.33)$$

Совместно решая уравнения Клапейрона и адиабаты (1.33), получим связь между характеристиками состояния газа в адиабатном процессе.

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Изменение тепловых характеристик в процессе $\Delta s = 0$:

$$\Delta u = c_{vm}(T_2 - T_1),$$

$$\Delta h = c_{pm}(T_2 - T_1).$$

Энергетические результаты процесса:
работа

$$l = \int_{v_1}^{v_2} P dv. \quad (1.34)$$

Из уравнения (1.33) имеем

$$P_1 v_1^k = P v^k, \quad P = \frac{P_1 v_1^k}{v^k}. \quad (1.33)$$

Подставляем в выражение (1.34), получим

$$l = \int_{v_1}^{v_2} P_1 v_1^k \frac{dv}{v^k} = \frac{P_1 v_1^k}{1-k} (v_2^{1-k} - v_1^{1-k}).$$

Откуда

$$l = \frac{P_1 v_1}{k-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2).$$

Теплота $q = 0$.

1.8.5 Политропный процесс

Все рассмотренные выше основные термодинамические процессы являются частными случаями политропных процессов.

Запишем первый закон термодинамики

$$dq = c_n dT = c_p dT - v dP,$$

$$dq = c_n dT = c_v dT + P dv,$$

где c_n - теплоемкость политропного процесса.
Из этих уравнений найдем

$$\frac{c_n - c_p}{c_n - c_v} = -\frac{v dP}{P dv}.$$

Обозначив $c_n = c$ и $\frac{c - c_p}{c - c_v} = n$,

получим

$$n = \frac{dv}{v} = -\frac{dP}{P},$$

откуда

$$Pv^n = const - \text{уравнение политропы,} \quad (1.35)$$

где n - показатель политропы.

Из выражения $\frac{c - c_p}{c - c_v} = n$ определим, какие значения может принимать n :

- При $c = c_p$ политропа превращается в изобару $n = 0$.
- При $c = c_v$ политропа превращается в изохору $n = \pm\infty$.
- При $c = \infty$ политропа превращается в изотерму $n = 1$.
- При $c = 0$ политропа превращается в адиабату $n = k$.
- При $c_p > c > c_v$ показатель политропы $n < 0$.

Таким образом, показатель политропы для различных процессов может принимать любые численные значения $\pm\infty \geq n \geq -\infty$.

Уравнение политропного процесса (1.35) отличается от адиабатного только значением показателя, поэтому

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{n-1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Изменение тепловых характеристик в процессе

$$\Delta u = c_{vm}(T_2 - T_1); \quad (1.37)$$

$$\Delta h = c_{pm}(T_2 - T_1); \quad (1.38)$$

$$\Delta s = c_{vm} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}; \quad (1.39)$$

$$\Delta s = c_{pm} \ln \frac{v_2}{v_1} + c_{vm} \frac{P_2}{P_1}; \quad (1.40)$$

$$\Delta s = c_{pm} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}. \quad \text{вода} \quad (1.41)$$

Работа процесса

$$l = \frac{1}{n-1} (P_1 v_1 - P_2 v_2) = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2), \quad (1.42)$$

Теплота определяется из выражения

$$dq = c_n dT, \quad (1.43)$$

где $c_n = \frac{nc_v - c_p}{n-1} = c_v \frac{n-k}{n-k}$.

Тогда после интегрирования (1.43)

$$q = c_{vm} \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1). \quad (1.44)$$

Классификация и энергетические результаты политропных процессов представлены на рисунке 1.8.

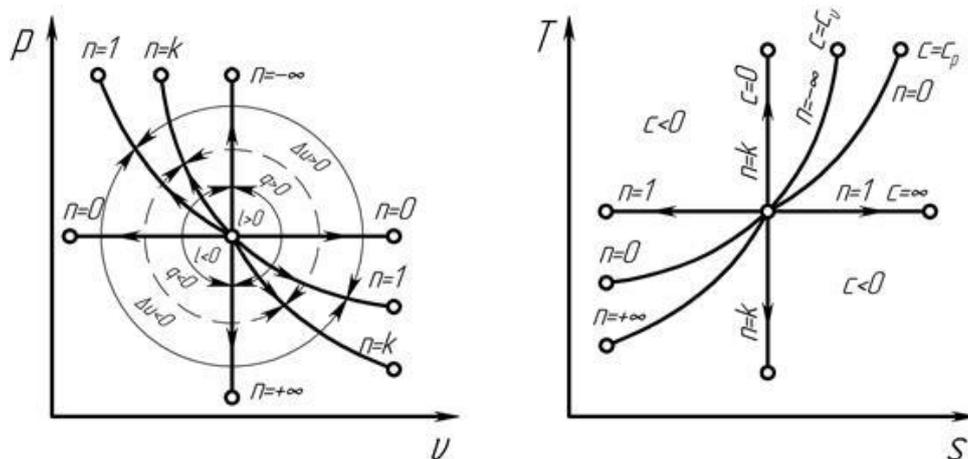
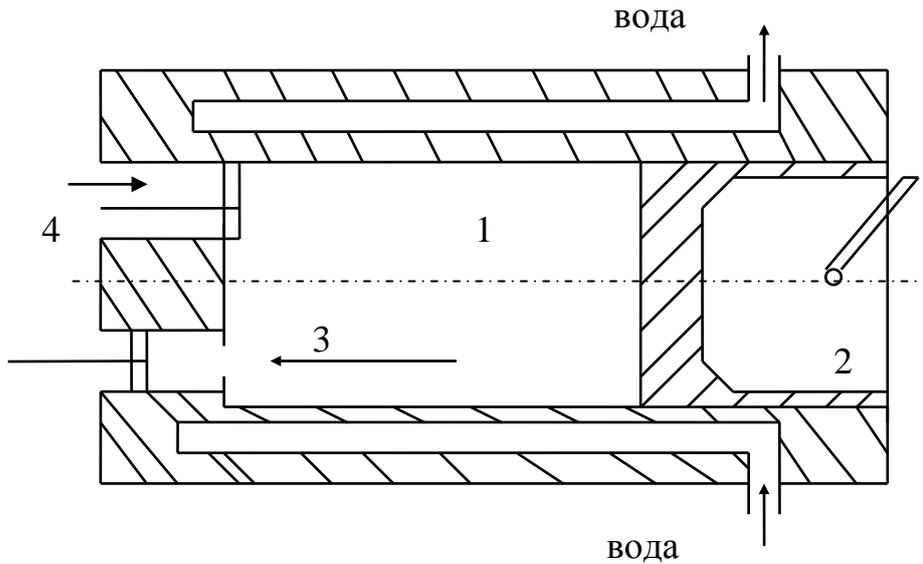


Рисунок 1.8 - Классификация политропных процессов

1.9 Поршневые компрессоры

Компрессором называют машину, предназначенную для сжатия и перемещения различных газов.

Рассмотрим работу теоретического поршневого одноступенчатого компрессора.



1 - цилиндр с пустотелыми стенками, в которых циркулирует охлажденная вода; 2- поршень, связанный с кривошипно-шатунным механизмом; 3 - всасывающий клапан; 4 - нагнетательный клапан

Рисунок 1.9 – Принципиальная схема работы поршневого компрессора

Теоретическая диаграмма процесса получения сжатого газа в компрессоре изображена на рисунке 1.10.

При движении поршня слева направо открывается всасывающий клапан 3 и происходит наполнение цилиндра газом при постоянном давлении P_1 (линия 0-1).

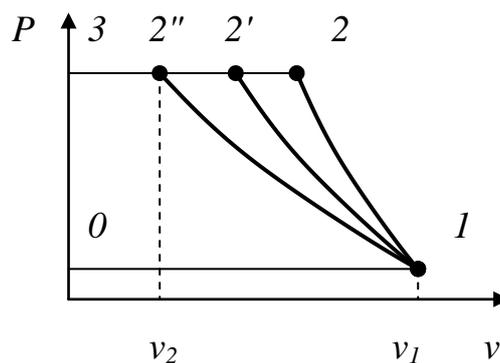


Рисунок 1.10 – Диаграмма процесса получения сжатого газа в компрессоре

При обратном движении поршня клапан 3 закрывается (клапан 4 также закрыт). Происходит сжатие газа (процесс 1- 2 или 1-2'; 1-2''). По до-

стижении заданного давления P_2 весь сжатый газ выталкивается из цилиндра через открывшийся клапан 4 и нагревается при $P_2 = const$ в резервуарах для хранения (ресивер), процесс 2-3.

При удалении газа давление в цилиндре мгновенно падает от P_2 до P_1 (процесс 3-0). Это происходит в начале следующего хода поршня слева направо, когда клапан 4 закрывается (клапан 3 закрыт), и цикл повторяется.

Затраченная работа на получение 1 кг сжатого газа определяется по выражению

$$l' = P_1 v_1 - P_2 v_2 + \int_{v_1}^{v_2} P dv, \quad (1.45)$$

где $P_1 v_1$ - работа, производимая внешней средой при заполнении цилиндра газом;

$P_2 v_2$ - работа, затраченная на выталкивание газа;

$\int_{v_1}^{v_2} P dv$ - работа сжатия газа.

Величина l' называется удельной технической работой компрессора в отличие от удельной работы сжатия газа l .

Процесс сжатия газа в компрессоре может осуществляться по адиабате (1-2), политропе (1-2') или изотерме (1-2'').

Сжатие газа по изотерме требует минимальной затраты работы. При этом вся затраченная работа отводится в форме теплоты $l = q$. Тогда

$$l' = RT \ln \frac{P_1}{P_2} = RT \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (1.46)$$

Сжатие по адиабате требует максимальной затраты работы. При этом сжатие идет на увеличение внутренней энергии газа.

$$l' = \frac{Rk}{k-1} (T_1 - T_2). \quad (1.47)$$

При сжатии по политропе работа имеет промежуточные значения

$$l' = \frac{Rn}{n-1} (T_1 - T_2). \quad (1.48)$$

Сравнивая это выражение с выражением работы политропного процесса (1.42), видим, что теоретическая работа, потребляемая компрессором в n раз, больше работы политропного процесса.

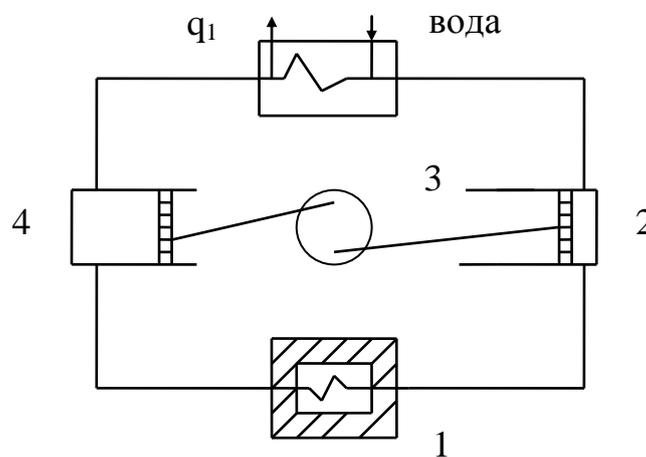
Теоретическая мощность привода компрессора N , Вт определяется по формуле

$$N = G \cdot l', \quad (1.49)$$

где G - массовый расход рабочего тела, кг/с.

1.10 Воздушные холодильные установки

Машины, поддерживающие температуру тел ниже температуры окружающей среды, называются холодильными машинами.



1 - холодильная камера; 2 - компрессор, 3 - теплообменник;
4 - расширительный цилиндр (детандер).

Рисунок 1.11 - Принципиальная схема воздушной холодильной установки

Воздух из холодильной камеры 1 сжимается в компрессоре 2, при этом давление его увеличивается от P_1 до P_2 , затем сжатый воздух при постоянном давлении P_2 поступает в теплообменник 3, в котором охлаждается водой до температуры окружающей среды. В детандере 4 воздух расширяется до давления P_1 . При расширении воздуха температура его снижается до $-60, -70^\circ\text{C}$, и он поступает для охлаждения камеры 1. Там он получает теплоту от охлажденных тел и направляется в компрессор 2. В координатах P, v и T, s такой цикл изображен на рисунке 12.

Удельное количество теплоты, отнимаемой в холодильной камере

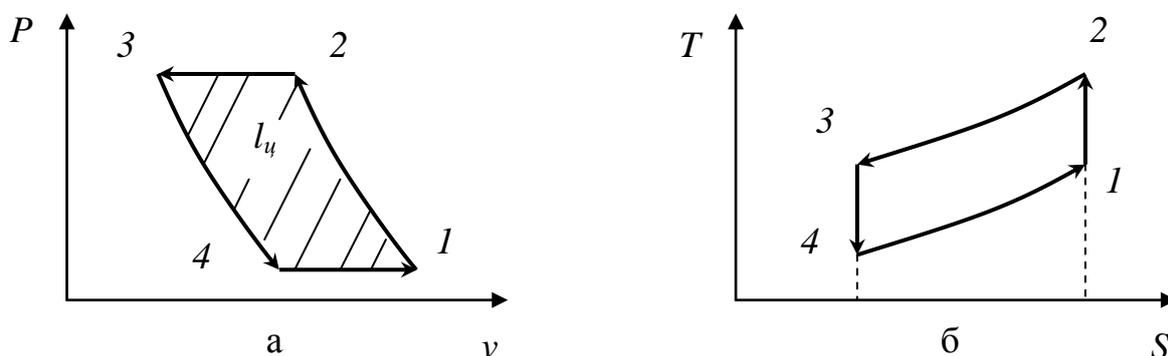
$$q_2 = c_{pm} (T_1 - T_4).$$

Удельное количество теплоты, отдаваемое в теплообменнике охлаждающей воде

$$q_1 = c_{pm} (T_2 - T_3).$$

Тогда холодильный коэффициент цикла определяется по выражению

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_2(s_2 - s_1)}{T_1(s_2 - s_1) - T_2(s_2 - s_1)} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}.$$



1-2 - адиабатное сжатие воздуха в компрессоре; 2-3- изобарное охлаждение воздуха в теплообменнике; 3-4 - адиабатное расширение в детандере; 4-1 - изобарный нагрев воздуха теплотой от охлаждаемых тел.

Рисунок 1.12 – Цикл воздушной холодильной установки в P, v (а) и T, s (б) – координатах

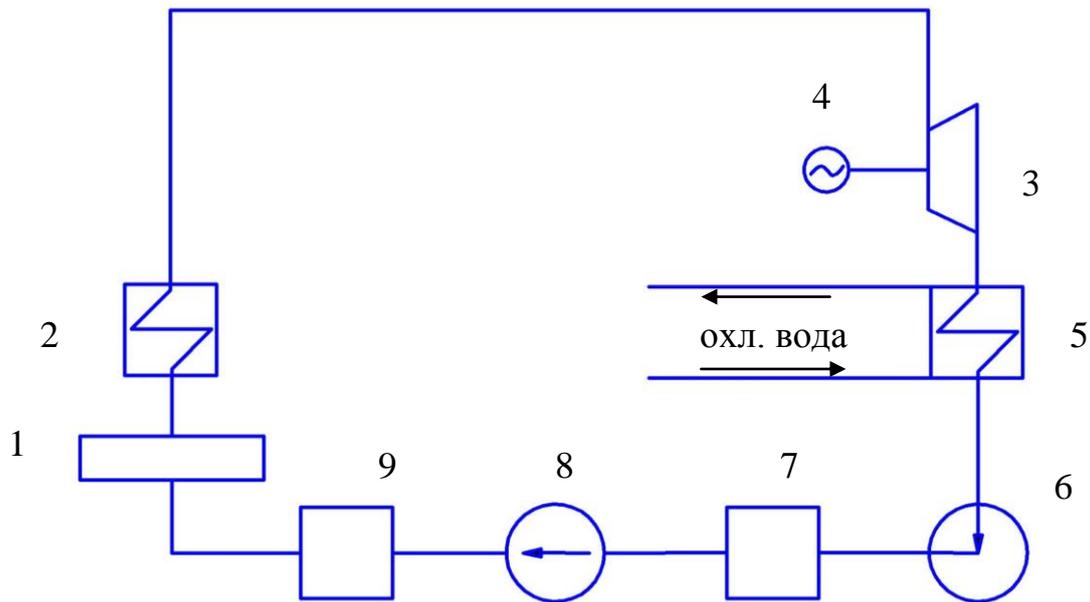
Совершенным циклом воздушной холодильной установки является цикл Карно, в котором величина ε имеет максимальное значение.

1.11 Паротурбинные установки

В паротурбинных установках продукты сгорания топлива являются промежуточными теплоносителями. Они отдают свою энергию воде, которая превращается в пар и используется в качестве рабочего тела.

Химическая энергия топлива при его сжигании превращается во внутреннюю энергию продуктов сгорания, которая в виде теплоты передается воде в котле (1) и пару в пароперегревателе (2). Далее пар направляется в паровую турбину (3), где происходит превращение тепловой энергии в работу, а затем в электрическую энергию (4). Отработанный пар поступает

в конденсатор (5), затем конденсационным насосом (6) подается в питательный бак (7), откуда питательным насосом (8) через экономайзер (9) направляется в паровой котел (1).



1 - паровой котел; 2 - пароперегреватель; 3 паровая турбина; 4- электрогенератор; 5 - конденсатор; 6 - конденсационный насос; 7 - питательный бак; 8 - питательный насос; 9 - водяной экономайзер.

Рисунок 1.13 – Принципиальная схема паротурбинной установки

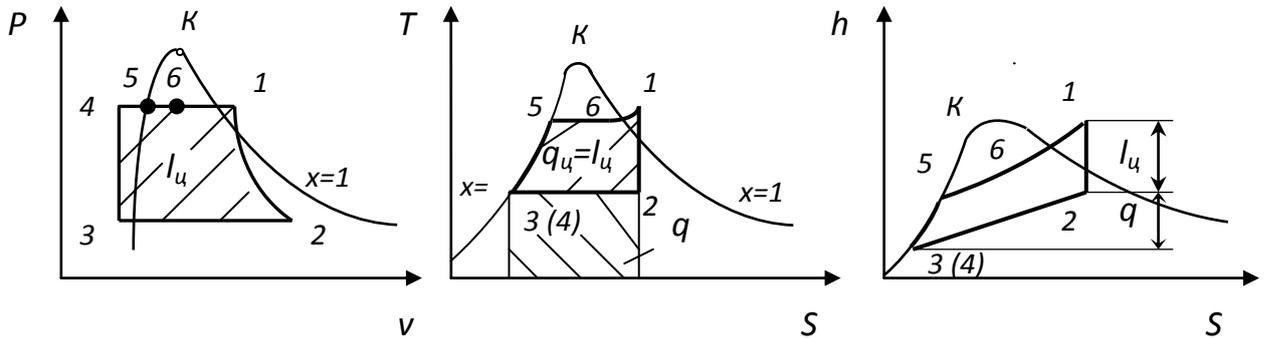
За основной цикл в паротурбинной установке принят идеальный цикл Ренкина. Его преимущество заключается в следующем: в нем осуществляется полная конденсация водяного пара в конденсаторе. Это позволяет использовать сравнительно небольшой питательный водяной насос для подачи рабочего тела в котел, вместо громоздкого компрессора. Кроме того, в цикле Ренкина возможно применение перегретого пара, что позволяет достигнуть более высокого к.п.д.

При невысоких давлениях обычно при расчете цикла Ренкина возможны следующие допущения:

1. Не учитывают некоторое повышение температуры воды при адиабатном сжатии в насосе (поэтому точки 3 и 4 в T,s и h,s диаграммах совпадают).
2. Принимают, что изобарный процесс нагрева жидкости сливается с пограничной кривой (процесс 4-5 в T,s и h,s - диаграммах).
3. Пренебрегают работой питательного насоса.

Удельная теплота q , подводимая при $P_1 = const$ в процессах 4-5, 5-6, 6-1, вычисляется как разность энтальпий

$$q_1 = h_1 - h_3 . \quad (1.50)$$



1-2 - адиабатное расширение пара в турбине; 2-3 - конденсация пара в конденсаторе при $P_2 = const$; 3-4 - процесс адиабатного сжатия конденсата (воды) в питательном насосе от давления P_2 до P_1 ; 4-5 - нагревание воды от температуры конденсата до температуры кипения в котле при P_1 ; 5-6 - процесс образования пара в котле; 6-1 процесс в пароперегревателе

Рисунок 1.14 – Цикл Ренкина в паротурбинной установке

Удельная теплота q_2 , отводимая при $P_2 = const$ в конденсаторе в процессе 2-3, вычисляется как разность энтальпий

$$q_2 = h_2 - h_3 . \quad (1.51)$$

Термический к.п.д. цикла Ренкина

$$\eta = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} . \quad (1.52)$$

Таким образом, термический к.п.д. цикла Ренкина равен отношению адиабатного теплоперепада к разности энтальпий перегретого пара и кипящей воды (при давлении P_2). Значения энтальпий определяются с помощью hs - диаграммы.

Удельная теплота, совершаемая паром при расширении в турбине, вычисляется

$$l_u = h_1 - h_2 . \quad (1.53)$$

Теоретический удельный расход пара $d_{теор}$, кг/МДж на единицу получаемой работы подсчитывается

$$d_{теор} = \frac{1000}{h_1 - h_2} , \quad (1.54)$$

где h_1 и h_2 - энтальпии, измеряемые в кДж/кг.

1.12 Примеры решения задач по модулю «ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА»

Задача 1.1 Воздух массой 1 кг с начальными параметрами $P_1 = 0,1$ МПа, $t_1 = 10$ °С адиабатно сжимается до давления $P_2 = 0,5$ МПа. Затем воздух изобарно охлаждается до начальной температуры. Определить конечный объем воздуха, изменение тепловых характеристик в процессах сжатия и охлаждения.

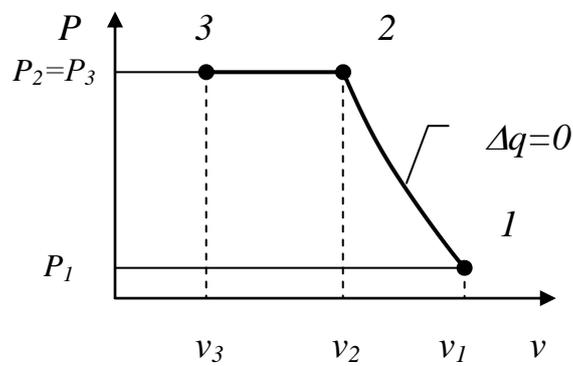


Рисунок 1.15 – К задаче 1.1

Решение: По уравнению (1.8) находим удельную газовую постоянную воздуха

$$R = \frac{8,314}{\mu_{\text{возд}}} = \frac{8,314}{29} = 0,287 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Используя уравнение (1.5), определим начальный объем воздуха

$$v_1 = \frac{R_{\text{возд}} T_1}{P_1} = \frac{0,287 \cdot 283}{100} = 0,81 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Из выражения (1.33) получим

$$v_2 = v_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}},$$

где k принимается двухатомных газов равным 1,4.
Тогда

$$v_2 = v_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,81 \left(\frac{100}{500} \right)^{1,4} = 0,26 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

По уравнению (1.5) найдем температуру воздуха после адиабатного сжатия

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot v_2}{R_{\text{возд}}} = \frac{500 \cdot 0,26}{0,287} = 453 \text{ К}.$$

Т. к. $t_1 = t_3$, то, используя закон Гей-Люссака, определим конечный объем воздуха после изобарного охлаждения

$$\frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2}; \quad v_3 = \frac{v_2 \cdot T_3}{T_2} = \frac{0,26 \cdot 283}{453} = 0,16 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Изменение тепловых характеристик в процессах сжатия и охлаждения

$$\Delta u_{1-2} = c_{vm}(T_2 - T_1);$$

$$\Delta u_{3-2} = c_{vm}(T_3 - T_2);$$

$$\Delta q_{3-2} = c_{pm}(T_3 - T_2).$$

Удельные массовые средние теплоемкости определяем по приложению Б.2 и используя уравнение Майера. Тогда

$$c_{pm} = \frac{\mu c}{\mu_{\text{возд}}} = \frac{29,66}{29} = 1,02 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$c_{vm} = c_{pm} - R_{\text{возд}} = 1,02 - 0,287 = 0,733 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Тогда

$$\Delta u_{1-2} = c_{vm}(T_2 - T_1) = 0,733(453 - 283) = 125 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$$\Delta u_{3-2} = c_{vm}(T_3 - T_2) = 0,733(283 - 453) = -125 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Отводимая теплота

$$\Delta q_{3-2} = \Delta h_{3-2} = c_{pm}(T_3 - T_2) = 1,02(283 - 453) = -173 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Задача 1.2 Газ-воздух с начальной температурой $t = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ сжимается в одноступенчатом поршневом компрессоре от давления $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$ до давления P_2 . Сжатие может происходить по изотерме, по адиабате и по политропе с показателем политропы - n . Определить для каждого из трех процессов сжатия конечную температуру газа t_2 , отведенную от газа теплоту Q , кВт, изменение внутренней энергии и энтропии газа и теоретическую мощность компрессора, если его производительность G . Дать сводную таблицу и изображение процессов сжатия в P, v и T, s - диаграммах.

Дано:

$$t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$P_2 = 1,2 \text{ МПа};$$

$$n = 1,19;$$

$$G = 1,3 \cdot 10^3 \text{ кг/г};$$

$$P_1 = 0,1 \text{ МПа};$$

$$R_{\text{возд}} = 287,2 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

Решение: Для двухатомных газов $k = 1,4$ тогда из уравнения Майера

$$c_{pm} - c_{vm} = R, \text{ отсюда}$$

$$c_{vm} = \frac{R}{k-1} = \frac{287,2}{1,4-1} = 718,0 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)};$$

$$c_{pm} = R + c_{vm} = 287,2 + 718,0 = 1005 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

1 Изотермический процесс $T = const$

$$t_2 = t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}, \text{ тогда } T_2 = T_1 = 300 \text{ К}, \text{ тогда}$$

$$\Delta u = c_{vm} (T_2 - T_1) = 0.$$

Определяем количество теплоты, отведенной от газа

$$Q = \frac{G}{3600} RT \ln \frac{P_1}{P_2} = \frac{1,3 \cdot 10^3}{3600} 287,2 \cdot 300 \cdot \ln \frac{0,1}{1,2} = 77,3 \text{ кВт}.$$

Определяем изменение энтропии

$$\Delta S = \frac{Q}{T} = \frac{-77,3}{300} = -0,258 \text{ кВт/К}.$$

Определяем теоретическую мощность компрессора

$$\Delta U = 0, \text{ следовательно, } N = Q = 77,3 \text{ кВт}.$$

2 Политропный процесс

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 300 \left(\frac{1,2}{0,1} \right)^{\frac{1,19-1}{1,19}} = 446 \text{ К},$$

$$t_2 = 173 \text{ }^\circ\text{C}, \text{ тогда}$$

$$\Delta u = c_{vm} (T_2 - T_1) = 718(446 - 300) = 104828 \text{ Дж/кг}.$$

$$\Delta U = \Delta u \frac{G}{3600} = 104828 \frac{13 \cdot 10^3}{3600} = 37,6 \text{ кВт}.$$

Отведенная теплота

$$Q = \frac{G}{3600} C_{vm} \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) = \frac{1,3 \cdot 10^3}{3600} 718 \frac{1,19-1,4}{1,19-1} (446 - 300) = -41,8 \text{ кВт}.$$

Изменение энтропии

$$\Delta S = C_{pm} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} = \frac{1,3 \cdot 10^3}{3600} (1005 \ln \frac{446}{300} - 287,2 \ln \frac{1,2}{0,1}) = -0,114 \text{ кВт/К}.$$

Теоретическая мощность компрессора

$$N = \frac{G}{3600} \cdot \frac{Rn}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{1,3 \cdot 10^3}{3600} \cdot \frac{287,2 \cdot 1,19}{1,19-1} (300 - 446) = 94,8 \text{ кВт.}$$

3 Адиабатный процесс

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 300 \left(\frac{1,2}{0,1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 610 \text{ К или } t_2 = 337 \text{ °С;}$$

$$\Delta U = c_{vm} (T_2 - T_1) = 718(610 - 300) = 222,6 \text{ КДж/кг;}$$

$$\Delta U = \frac{G}{3600} \Delta u = \frac{1,3 \cdot 10^3}{3600} \cdot 222,6 = 80,4 \text{ кВт;}$$

$$Q = 0; \Delta S = 0;$$

$$N = \frac{G}{3600} \cdot \frac{R \cdot k}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{1,3 \cdot 10^3}{3600} \cdot \frac{287 \cdot 1,4}{1,4-1} (300 - 610) = 113 \text{ кВт.}$$

Таблица 1.1 – Результаты расчетов

Процесс	Q, кВт	ΔU , кВт	N, кВт	ΔS , Вт/К	T_2 , К
$T = const$	- 77,3	0	77,3	- 257,7	300
$Pv^n = const$	- 41,8	37,6	94,8	- 113,8	446
$Pv^k = const$	0	80,4	113,0	0	610

Процессы сжатия в P, v и T, s - координатах изобразить в соответствии с материалом в разделе 1.8.5.

Задача 1.3 Водяной пар с начальным давлением $P_1 = 3$ МПа и степенью сухости $x_1 = 0,95$ поступает в пароперегреватель, где его температура повышается на t ; после перегревателя пар изоэнтропно расширяется в турбине до давления P_2 . Определить (по h_s -диаграмме) количество теплоты (на 1 кг пара), подведенной к нему в пароперегревателе, работу цикла Ренкина и степень сухости пара x_2 в конце расширения. Определить также термический к.п.д. цикла. Определить работу цикла и конечную степень сухости, если после пароперегревателя пар дросселируется до давления P_1' .

Из таблицы в соответствии с вариантом данные для решения:

$$\Delta t = 240 \text{ °С; } P_2 = 3,0 \text{ кПа; } P_1' = 0,4 \text{ МПа.}$$

Определим температуру насыщенного пара для давления

$P_1 = 3 \text{ МПа}$; $t_s = 234 \text{ }^\circ\text{C}$, тогда $t_1 = t_s + \Delta t = 234 + 240 = 474 \text{ }^\circ\text{C}$.
Изобразим схематично на hs -диаграмме указанные процессы.

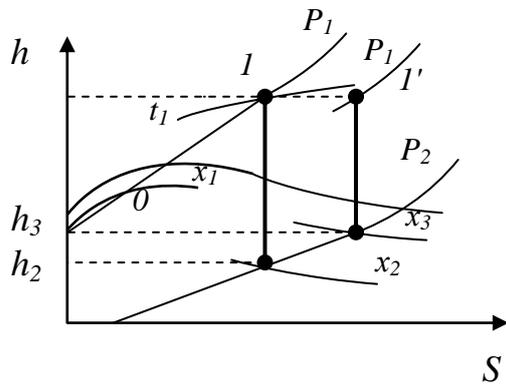


Рисунок 1.16 – К задаче 1.2

Состояние пара на входе в пароперегреватель определяется точкой пересечения линии $x_1 = 0,95$ и изобары $P_1 = 3 \text{ МПа}$ (т. 0). Состояние пара перед турбиной определяется точкой 1 на пересечении изобары $P_1 = 3 \text{ МПа}$ и изотермы $t_1 = 474 \text{ }^\circ\text{C}$. Точку 2 (состояние пара на выходе из турбины) получаем на пересечении адиабаты, опущенной из т. 1, с изобарой $P_2 = 3 \text{ кПа}$.

При дросселировании процесс идет от точки 1 вправо по горизонтали ($h = \text{const}$) до пересечения с изобарой $P_1' = 0,4 \text{ МПа}$ (точка 1').

От точки 1' движемся вниз по вертикали (адиабата) до пересечения с изобарой $P_2 = 3 \text{ кПа}$. Точка 3 определяет состояние пара после дросселирования на выходе из турбины.

По h,s диаграмме находим:

$$\begin{aligned} h_0 &= 2710 \text{ кДж/кг}; & h_1 &= h_1' = 3400 \text{ кДж/кг}; \\ h_2 &= 2128 \text{ кДж/кг}; & h_3 &= 2400 \text{ кДж/кг}; \\ x_2 &= 0,828; & x_3 &= 0,94. \end{aligned}$$

По таблице Б.4 находим для $P_2 = 3 \text{ кПа}$ энтальпию воды при температуре кипения

$$h_2' = 101 \text{ кДж/кг}.$$

Теплота, подведенная пару в процессе перегрева (0-1),

$$q = h_1 - h_0 = 3400 - 2710 = 690 \text{ кДж/кг}.$$

Работа цикла Ренкина (1-2)

$$l = h_1 - h_2 = 3400 - 2128 = 1272 \text{ кДж/кг}.$$

Термический к.п.д. цикла Ренкина

$$\eta = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'} = \frac{3400 - 2128}{3400 - 101} = 0,385 \text{ кДж/кг}.$$

Удельный теоретический расход пара

$$d = \frac{1000}{h_1 - h_2} = \frac{1000}{3400 - 2128} = 0,786 \text{ кг/МДж.}$$

После дросселирования пара работа турбины (1-3)

$$l = h_1' - h_3 = 3400 - 2400 = 1000 \text{ кДж/кг.}$$

Вопросы для самопроверки

1. Напишите размерность основных параметров.
2. Дать определение круговому процессу (циклу).
3. Привести характеристическое уравнение состояния для идеального газа.
4. Напишите уравнение Клапейрона для любого количества газа.
5. Какая размерность газовой постоянной и в чем ее физический смысл?
6. Чему равно изменение внутренней энергии в круговом процессе?
7. Что изображает площадь под кривой процесса P, v - диаграмме?
8. Сформулируйте сущность первого закона термодинамики.
9. Как аналитически выражается первый закон термодинамики?
10. Дать определение массовой, объемной и мольной теплоемкостям.
11. В каких единицах измеряются теплоемкости?
12. Что такое теплоемкость при постоянном объеме и теплоемкость при постоянном давлении?
13. Дать определение средней теплоемкости.
14. Что такое истинная теплоемкость?
15. Что изображает площадь под кривой процесса T, s - диаграмме?
16. Как графически изображаются в P, v -диаграмме изохора, изобара, изотерма и адиабата?
17. Написать формулы работы изменения объема газа для каждого процесса.
18. Какой процесс называется политропным?
19. Написать уравнение политропы и указать, в каких пределах изменяется показатель политропы.
20. Основные формулировки второго закона термодинамики.
21. Что называется термическим к.п.д.?
22. Можно ли получать термический к.п.д. цикла теплового двигателя больше, чем термический к.п.д. цикла Карно?
23. Что называется кипением, парообразованием, испарением?
24. Какой пар называется влажным насыщенным, сухим насыщенным, перегретым?
25. Что такое критическая точка и ее параметры?
26. Изобразить процессы водяного пара в P, v, T, s, h, s - диаграммах.

Модуль 2. Теплопередача

2.1 Теплопроводность

Теплопроводность – это процесс передачи теплоты в результате непосредственного контакта тел, имеющих различную температуру.

Теплопроводность в основном наблюдается в твердых телах.

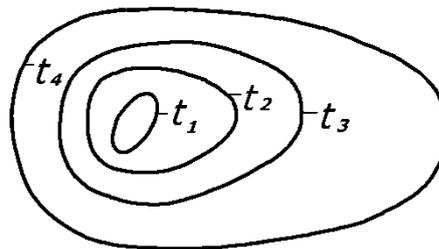
Количество теплоты Q , переносимое через единицу площади поверхности F в единицу времени, называется поверхностной плотностью теплового потока q , Вт/м² и определяется по выражению

$$q = \frac{Q}{F}. \quad (2.1)$$

Количество теплоты Q , проходящее через единицу длины поверхности l в единицу времени, называется линейной плотностью теплового потока q_l , Вт/м и определяется по формуле

$$q_l = \frac{Q}{l}. \quad (2.2)$$

Распределение температур в разных точках тела определяется с помощью температурного поля. Плоскости, проведенные через точки с одинаковыми температурами на поверхности тела, образуют изотермы - линии постоянных температур.



t_1, t_2, t_3 – температуры различных изотерм.

Поверхность, во всех точках которой температура одинакова, называется изометрической.

В установившемся (стационарном) тепловом потоке распределение температуры в теле зависит только от координат: $t = f(x, y, z)$, то есть положение изотерм не меняется с течением времени.

Вектор, направленный по нормали к изометрической поверхности в сторону увеличения температуры и численно равный производной от температуры по этому направлению, называется градиентом температуры: $grad\ t$.

Если изометрические поверхности представляют собой плоскости, перпендикулярные направлению x движения теплового потока, то

$$grad\ t = \frac{dt}{dx},$$

$$grad\ t = \frac{dt}{dr}.$$

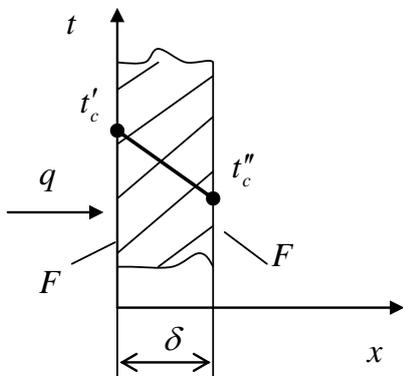
Основной закон теплопроводности (закон Фурье) гласит: вектор плоскости теплового потока пропорционален градиенту температуры

$$\vec{q} = -\lambda \cdot grad\ t,$$

где λ – коэффициент теплопроводности (характеризует способность вещества проводить теплоту), Вт/(м·К).

Знак “-” указывает, что вектор направлен в сторону, противоположную $grad\ t$, то есть в сторону наибольшего уменьшения температуры.

Рассмотрим процесс *стационарной теплопроводности через однослойную плоскую стенку* толщиной δ (рисунок 2.1).



Пусть длина и ширина стенки бесконечно большие, поэтому передача теплоты через стенку производится только в направлении оси x .

На поверхностях стенки поддерживаются постоянные температуры t'_c и t''_c .

Для рассматриваемого случая

$$q = -\lambda \cdot grad\ t = -\lambda \frac{dt}{dx}.$$

Рисунок 2.1 – Теплопроводность через однослойную плоскую стенку

Интегрируем это выражение после разделения переменных

$$\int_{t'_c}^{t''_c} dt = -\frac{q}{\lambda} \int_0^x dx.$$

Отсюда

$$(t_c'' - t_c') = -\frac{q\delta}{\lambda} \text{ или } q = \frac{\lambda}{\delta}(t_c'' - t_c'); \quad (2.3)$$

$$Q = qF = \frac{\lambda F}{\delta}(t_c'' - t_c') = \frac{t_c'' - t_c'}{R_\lambda}, \quad (2.4)$$

где $R_\lambda = \frac{\delta}{\lambda F}$ – термическое сопротивление плоской стенки, К/Вт;

F – площадь поверхности стенки, м².

Из уравнения (2.3) следует, что температура в стенке изменяется по линейному закону.

Для расчетов теплопроводности через многослойную плоскую стенку применяются следующие выражения

$$q = \lambda \frac{(t_{cm_1} - t_{cm_2})}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}; \quad (2.5)$$

$$q = \lambda_{\text{экв}} \frac{(t_{cm_1} - t_{cm_2})}{\delta}, \quad (2.6)$$

где λ_i – коэффициент теплопроводности материала i - го слоя, Вт/(м·К);

δ_i – толщина i - го слоя стенки, м;

n – число слоев стенки;

$\lambda_{\text{экв}}$ – эквивалентный коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{\delta}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (2.7)$$

Рассмотрим процесс стационарной теплопроводности через одно-слойную цилиндрическую стенку (рисунок 2.2) внутренним диаметром d_1 (радиусом r_1) и внешним – d_2 (радиусом r_2).

Для цилиндрической стенки имеем

$$q = -\lambda \frac{dt}{dr} \text{ или } Q = qF = -2\pi r l \lambda \frac{dt}{dr}, \quad (2.8)$$

где r – произвольный радиус в стенке, м;

l – длина стенки, м;

F – площадь поверхности стенки радиусом r , м².

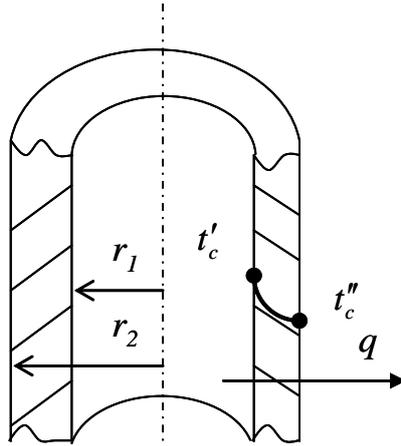


Рисунок 2.2 – Теплопроводность через однослойную цилиндрическую стенку

Интегрируем уравнение (2.5) после разделения переменных

$$\int_{t'_c}^{t''_c} dt = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r}.$$

Отсюда

$$Q = \frac{t'_c - t''_c}{\frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{t'_c - t''_c}{R_u}, \quad (2.9)$$

где $R_u = \frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{r_2}{r_1} = \frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1}$ – термическое сопротивление цилиндрической стенки, К/Вт.

2.2 Конвективный теплообмен

Процесс передачи теплоты в результате перемещения частиц неравномерно нагретых жидкостей или газов называется конвекцией. Конвекция наблюдается только в жидкостях и газах.

Процесс переноса теплоты конвекцией в жидкостях и газах всегда сопровождается теплопроводностью, так как при этом осуществляется непосредственный контакт частиц с различной температурой.

Одновременный перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью называется *конвективным теплообменом*. Он может быть свободным или вынужденным.

Свободная конвекция (естественная) – это когда движение жидкости или газа происходит за счет разности плотностей отдельных ее частей ввиду различия температур этих частей. Например, движения воздуха у нагревательных приборов, установленных под окнами.

Вынужденная конвекция – это когда движение жидкости или газа вызвано искусственным путем (вентилятором, насосом, компрессором и т.п.).

Процесс теплообмена между жидкостью и поверхностью твердого тела называется теплоотдачей.

Основной закон теплоотдачи (закон Ньютона-Рихмана) гласит: тепловой поток в процессе теплоотдачи пропорционален площади поверхности теплообмена F и разности температур поверхности t_c и жидкости $t_{жс}$

$$Q = \alpha F(t_c - t_{жс}), \quad (2.10)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К), характеризующий интенсивность процесса теплоотдачи.

Закономерности теплоотдачи исследуют с помощью безразмерных комплексов, имеющих конкретный физический смысл.

Основными из этих комплексов (или критериев) являются следующие:

$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$ – критерий Нуссельта – характеризует конвективный теплообмен между жидкостью и поверхностью твердого тела;

$Re = \frac{\omega d}{\gamma}$ – критерий Рейнольдса – показывает характер движения жидкости;

$Pr = \frac{\gamma}{a}$ – критерий Прандтля – характеризует теплофизические свойства вещества;

$Gr = \frac{g\beta\Delta t d^3}{\gamma^2}$ – критерий Грасгофа – характеризует интенсивность подъемной силы, вызывающей свободно- конвективное движение среды.

Условные обозначения:

d – диаметр трубы, м (если исследуется теплоотдача не в трубе, а относительно другого тела, то в формулы подставляется l – определяющий размер теплообмена);

ω – скорость движения среды, м/с;

γ – кинематическая вязкость среды, м²/с;

a – температуропроводимость среды, м²/с;

g – ускорение свободного падения;

β – коэффициент объемного расширения среды, K^{-1} (для газов $\beta = 1/T$);
 Δt – температурный напор, К (разность между температурами теплообменивающихся сред).

При вынужденной конвекции:

$$Nu = f(Re, Pr) \text{ или } Nu = f(Re).$$

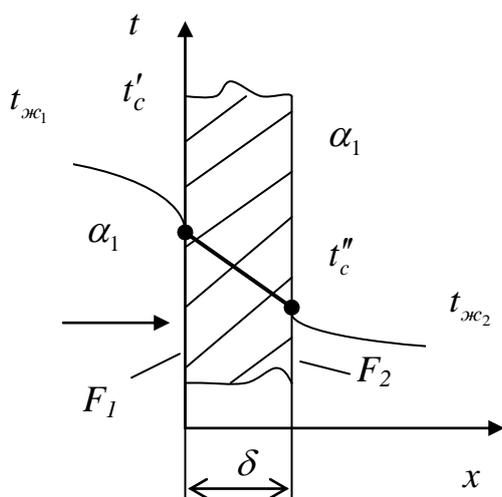
Если $Re < 2000$, то режим течения жидкости в трубе – ламинарный (все частицы жидкости движутся по параллельным траекториям). При $Re > 10000$ наблюдается турбулентный режим движения жидкости (частицы жидкости движутся с интенсивным перемешиванием). А если $2000 \leq Re \leq 10000$, то режим течения жидкости будет переходным. В случае свободной конвекции: $Nu = f(Gr, Pr)$.

В зависимости от характера режима течения и формы обтекаемого твердого тела существуют различные формулы для определения значения Nu , которые приведены в литературе [1,2,3]. После определения критерия Нуссельта находится коэффициент теплоотдачи (α) и с помощью выражения (2.10) подсчитывается количество передаваемой теплоты.

2.3 Теплопередача

Процесс теплообмена между теплообменивающимися средами через разделяющую их твердую стенку называется теплопередачей.

Рассмотрим *стационарную теплопередачу через однослойную стенку* (рисунок 2.3).



Тепловой поток передается от первой жидкости к стенке в результате теплоотдачи

$$Q = \alpha_1 F_1 (t_{жс1} - t'_c). \quad (2.11)$$

Этот же тепловой поток передается через стенку теплопроводностью

$$Q = \frac{t'_c - t''_c}{R_\lambda}, \quad (2.12)$$

Рисунок 2.3 – Теплопередача через однослойную стенку

Затем – от стенки с поверхностью F_2 ко второй жидкости

$$Q = \alpha_2 F_2 (t_c'' - t_{ж2}). \quad (2.13)$$

Выразим из уравнений (2.11-2.13) разности температур

$$t_{ж1} - t_c' = \frac{Q}{\alpha_1 F_1}; \quad t_c' - t_c'' = \frac{Q}{1/R_\lambda}; \quad t_c'' - t_{ж2} = \frac{Q}{\alpha_2 F_2};$$

Сложим три эти формулы и найдем количество передаваемой теплоты

$$Q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + R_\lambda + \frac{1}{\alpha_2 F_2}} = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{R_k}. \quad (2.14)$$

Соотношение (2.14) пригодно для расчета теплопередачи через любую стенку. В нем $R_k = \frac{1}{\alpha_1 F_1} + R_\lambda + \frac{1}{\alpha_2 F_2}$ – термическое сопротивление теплопередачи, $\text{м}^2\text{К/Вт}$.

Для плоской стенки: $F_1 = F_2 = F$, следовательно

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k(t_{ж1} - t_{ж2});$$

$$Q = kF(t_{ж1} - t_{ж2}),$$

где $k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}$ – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Теплопередача через многослойную плоскую стенку

$$q = \frac{(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad (2.15)$$

$$q = \frac{(t_{ж1} - t_{ж2})}{R_{\alpha 1} + \sum_{i=1}^n R_{\lambda i} + R_{\alpha 2}}; \quad (2.16)$$

$$q = \frac{(t_{ж1} - t_{ж2})}{R_{\delta}}, \quad (2.17)$$

где $R_{\lambda}, R_{\alpha}, R_{\delta}$ - термические сопротивления теплопроводности, теплообмену и теплопередаче, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

Для цилиндрической стенки: $F_1 = \pi d_1 l$ и $F_2 = \pi d_2 l$. Поэтому

$$Q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\pi d_1 \alpha_1 l} + \frac{1}{2\pi \lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi d_2 \alpha_2 l}} = \frac{(t_{ж1} - t_{ж2}) \pi l}{\frac{1}{d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{d_2 \alpha_2}}.$$

Тогда линейную плотность теплового потока через *однослойную цилиндрическую стенку* q_l , $\text{Вт}/\text{м}$ можно найти по выражению

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{\pi(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{d_2 \alpha_2}} = k_l \pi (t_{ж1} - t_{ж2}), \quad (2.18)$$

где $k_l = \frac{1}{\frac{1}{d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{d_2 \alpha_2}}$ - линейный коэффициент теплопередачи (на 1 м трубы), $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Теплопередача через многослойную цилиндрическую стенку (тепловой поток отнесен к 1 м трубы)

$$q = \frac{\pi(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}. \quad (2.19)$$

2.4 Теплообменные аппараты

Теплообменные аппараты (теплообменники) – это устройства, предназначенные для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому.

По принципу действия они делятся на:

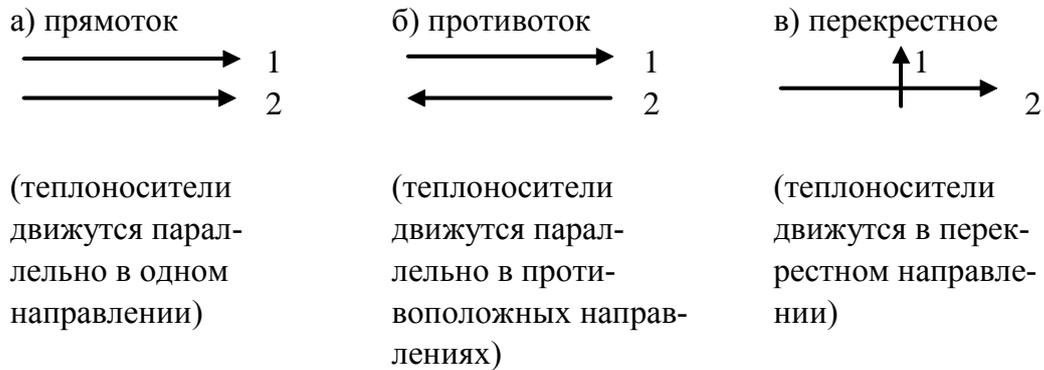
а) рекуперативные – в которых теплота одного теплоносителя к другому передается через разделяющую их стенку;

б) регенеративные – в которых одна и та же поверхность омывается

то горячим, то холодным теплоносителем (холодный – нагревается, а горячий – охлаждается);

в) смесительные – в которых процесс теплопередачи происходит путем непосредственного смешивания горячего и холодного теплоносителей.

По направлению движения потоков теплообменники делятся на:



Общими уравнениями, используемыми при расчете теплообменников, являются:

а) уравнения теплового баланса

$$Q = C'_1 V_{n1} (t'_1 - t''_1) = C'_2 V_{n2} (t'_2 - t''_2), \quad (2.11)$$

где C'_1, C'_2 – средние по длине теплообменника объемные теплоемкости теплоносителей, Дж/(м³·К);

V_{n1}, V_{n2} – объемы теплообменивающих при н.ф.у., м³;

t'_1, t'_2 – температуры горячего и холодного теплоносителей на входе в аппарат, °С;

t''_1, t''_2 – температуры горячего и холодного теплоносителей на выходе в аппарат, °С;

б) уравнение теплопередачи

$$Q = kF\Delta\bar{t}, \quad (2.12)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

F – общая поверхность теплообмена аппарата, м²;

$\Delta\bar{t}$ – среднелогарифмический температурный напор, °С.

Значение $\Delta\bar{t}$ определяется следующим образом

$$\Delta\bar{t} = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_m}}, \quad (2.13)$$

где Δt_δ – большая разность температур теплоносителей, °С;

Δt_m – меньшая разность температур потоков, °С;

Изменение температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при прямотоке и противотоке приведено на рисунке 2.4. Следует отметить, что при прямотоке всегда $t_2'' < t_1''$, а при противотоке может быть $t_2'' > t_1''$.

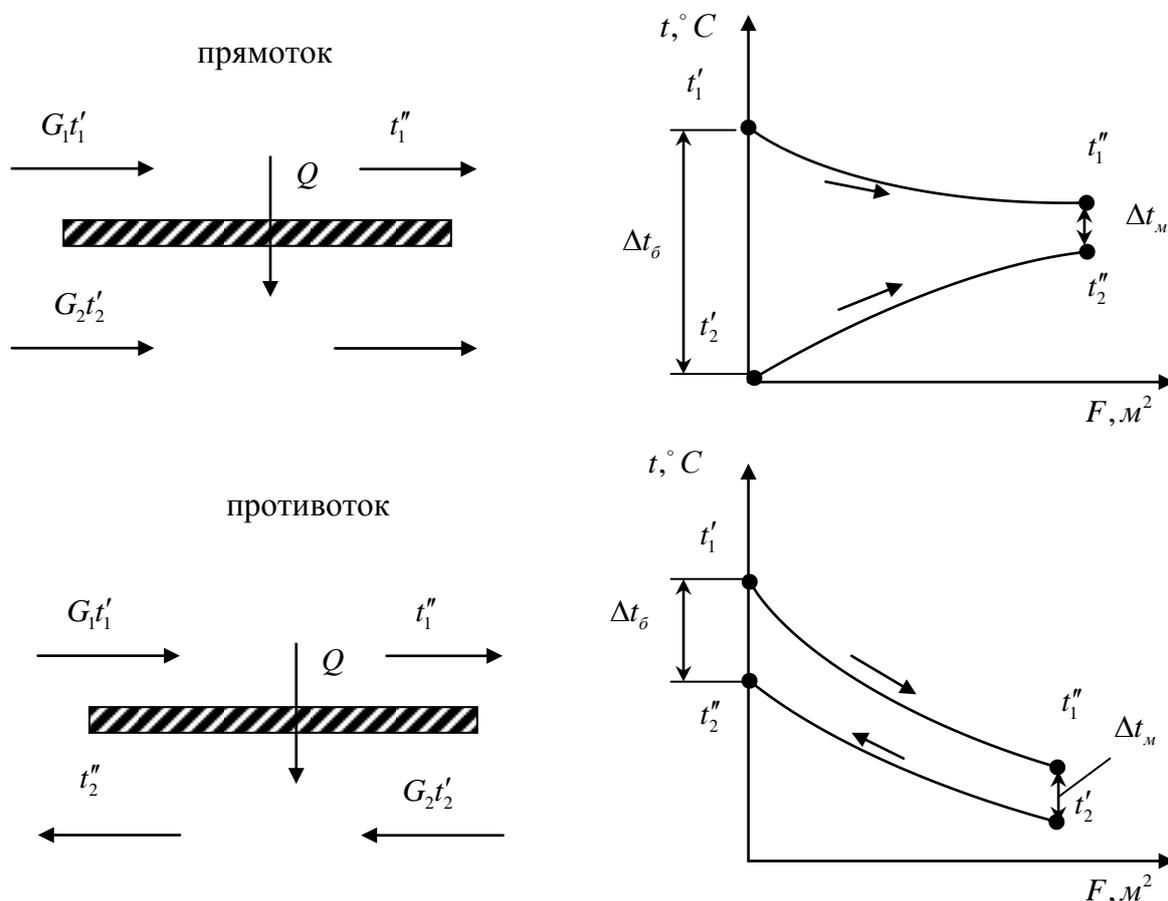


Рисунок 2.4 – Изменение разности температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена

2.5 Примеры решения задач по модулю 2 «ТЕПЛОПЕРЕДАЧА»

Задача 2.1

По горизонтально расположенной трубе ($\lambda = 20$ Вт/м·К) со скоростью $\omega_1 = 4,2$ м/с течет вода, имеющая температуру $t_{\text{вод}} = 160$ °С. Снаружи труба охлаждается окружающим воздухом, температура которого $t_{\text{воз}} = 12$ °С и давление $P = 0,1$ МПа. Определить коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 соответственно от воды к стенке трубы и от стенки трубы к воздуху; коэффициент теплопередачи k_l и тепловой поток q_l , отнесенный

к 1 м длины трубы, если внутренний диаметр трубы равен $d_1=110$ мм, а внешний – $d_2=130$ мм.

Решение: по таблице 2.1 находим:

$$\gamma_{\text{вод}}(160\text{ }^\circ\text{C}) = 0,191 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_{\text{вод}}(160\text{ }^\circ\text{C}) = 0,683 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$$

$$\text{Pr}_{\text{жс}}(160\text{ }^\circ\text{C}) = 1,10.$$

Определяем режим движения воды (по числу Рейнольдса)

$$\text{Re} = \frac{\omega_1 d_1}{\gamma_{\text{вод}}} = \frac{4,2 \cdot 0,11}{0,191 \cdot 10^{-6}} = 2,416 \cdot 10^6.$$

Для турбулентного режима течения ($\text{Re} > 10^4$) применяем критериальное уравнение

$$\text{Nu}_{\text{вод}} = 0,021 \cdot \text{Re}_{\text{вод}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{вод}}^{0,43} (\text{Pr}_{\text{вод}} / \text{Pr}_{\text{см}})^{0,25}.$$

Считая $t_{\text{см}} \approx t_{\text{вод}}$ и $t_{\text{см}}$ – температура стенки трубы, получим, что

$$\text{Pr}_{\text{см}} \approx \text{Pr}_{\text{вод}} \text{ и } (\text{Pr}_{\text{вод}} / \text{Pr}_{\text{см}})^{0,25} = 1.$$

Подсчитаем критерий Нуссельта

$$\text{Nu}_{\text{вод}} = 0,021 \cdot (2,416 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot (1,1)^{0,43} = 2796.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи от воды к стенке трубы

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_{\text{вод}} \cdot \lambda_{\text{вод}}}{d_1} = \frac{2796 \cdot 0,683}{0,11} = 17360 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Таблица 2.1 - Теплофизические свойства воды

$t_{\text{вод}},\text{ }^\circ\text{C}$	$\lambda_{\text{вод}}, \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	$\gamma_{\text{вод}} \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}$	$\text{Pr}_{\text{жс}}$
120	0,686	0,252	1,47
130	0,686	0,233	1,36
140	0,685	0,217	1,26
150	0,684	0,203	1,17
160	0,683	0,191	1,10
170	0,679	0,181	1,05
180	0,674	0,173	1,02
190	0,663	0,165	0,97
200	0,655	0,158	0,93
210	0,645	0,153	0,91
220	0,636	0,148	0,90

Находим линейный коэффициент теплопередачи по уравнению

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} = \frac{1}{\frac{1}{17360 \cdot 0,11} + \frac{1}{2 \cdot 20} \cdot \ln \frac{0,13}{0,11} + \frac{1}{10 \cdot 0,13}} = 1,292 \frac{Вт}{м \cdot К}.$$

где α_2 - находится по справочным данным для вынужденной конвекции газов.

Определяем линейную плотность теплового потока по выражению

$$q_l = \pi k_l (t_{\text{год}} - t_{\text{гоз}}) = 3,14 \cdot 1,292 \cdot (160 - 12) = 600,4 \frac{Вт}{м}.$$

Задача 2.2

Определить поверхность нагрева рекуперативного газоздушного теплообменника при прямоточной и противоточной схемах движения теплоносителей, если объемный расход нагреваемого воздуха при нормальных условиях $V_H = 5000 \text{ м}^3/\text{ч}$, средний коэффициент теплопередачи от продуктов сгорания к воздуху $k_l = 26 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, начальные и конечные температуры продуктов сгорания и воздуха соответственно $t_1' = 650 \text{ }^\circ\text{С}$, $t_1'' = 525 \text{ }^\circ\text{С}$, $t_2' = 18 \text{ }^\circ\text{С}$ и $t_2'' = 500 \text{ }^\circ\text{С}$.

Решение: По приложению Б.2 находим среднюю удельную теплоемкость воздуха при постоянном давлении: $C_{p2} = 1,038 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ($c_p = \frac{\mu c}{\mu_{\text{возд}}}$) при средней температуре воздуха в теплообменнике t_{cp2} .

Определяем среднюю объемную теплоемкость воздуха

$$t_{cp2} = 0,5 \cdot (t_2' + t_2'') = 259 \text{ }^\circ\text{С};$$

$$C'_{p2} = C_{p2} \rho_0 = 1,038 \cdot 1,293 = 1,342 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}),$$

где $\rho_0 = 1,293 \text{ кг}/\text{м}^3$ – плотность воздуха при нормальных условиях.

Определяем тепловой поток:

$$Q = V_H C'_{p2} (t_2'' - t_2') = \frac{5 \cdot 10^3}{3600} \cdot 1,342 \cdot (500 - 18) = 898,4 \text{ кВт}.$$

Вычисляем среднелогарифмические температурные напоры по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_m}}.$$

В результате получим:

а) прямоток

$$\Delta t_{\delta} = t_1' - t_2' = 650 - 18 = 632 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_1'' - t_2'' = 525 - 500 = 25 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta \bar{t}_{\text{прям}} = \frac{632 - 25}{\ln \frac{632}{25}} = 187,9 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

б) противоток

$$\Delta t_{\delta} = t_1'' - t_2' = 525 - 18 = 507 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_1' - t_2'' = 650 - 500 = 150 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta \bar{t}_{\text{против}} = \frac{507 - 150}{\ln \frac{507}{150}} = 293,1 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Поверхность нагрева равна:

при прямотоке

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{прям}}} = \frac{898,4 \cdot 10^3}{26 \cdot 187,9} = 183,9 \text{ м}^2;$$

при противотоке

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{против}}} = \frac{898,4 \cdot 10^3}{26 \cdot 293,1} = 117,9 \text{ м}^2.$$

Вычисляем объемный расход продуктов сгорания по формуле

$$V_1 = \frac{Q}{C'_{p1}(t_1' - t_1'')} = \frac{898,4}{1,5 \cdot (650 - 525)} = 4,791 \text{ м}^3/\text{с} = 17250 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Как передается теплота в процессе теплопроводности?
2. Сформулируйте основной закон теплопроводности?
3. Каковы закономерности распределения температуры по толщине плоской и цилиндрической стенок?
4. При каком условии расчет цилиндрической стенки можно заменить расчетом плоской стенки?
5. Всегда ли с увеличением толщины изоляции цилиндрической трубы тепловой поток через нее уменьшается?
6. Сформулируйте основной закон теплоотдачи конвекцией?
7. Какой критерий характеризует вынужденную конвекцию?
8. Какой критерий характеризует свободную конвекцию?
9. Что характеризует критерий Нуссельта?
10. Что такое определяющая температура и определяющий размер?
11. Где применяют рекуперативные теплообменники?

Контрольные задачи

Таблица – Варианты контрольных задач

Номер варианта	Номера задач и вопросов	Номер варианта	Номера задач и вопросов	Номер варианта	Номера задач и вопросов
1	2	3	4	5	6
01	1,11,21,31	34	4,17,30,33	67	7,23,30,35
02	2,12,22,32	35	5,18,21,34	68	8,24,21,36
03	3,13,23,33	36	6,19,22,35	69	9,15,22,37
04	4,14,24,34	37	7,20,23,36	70	10,16,23,38
05	5,15,25,35	38	8,11,24,37	71	1,18,26,32
06	6,16,26,36	39	9,12,25,38	72	2,19,27,33
07	7,17,27,37	40	10,13,23,39	73	3,20,28,34
08	8,18,28,38	41	1,15,29,33	74	4,11,29,35
09	9,19,29,39	42	2,16,30,34	75	5,12,30,36
10	10,20,30,40	43	3,17,21,35	76	6,13,21,37
11	1,12,23,34	44	4,18,22,36	77	7,14,22,38
12	2,13,24,35	45	5,19,23,37	78	8,15,23,39
13	3,14,25,36	46	6,20,24,38	79	9,16,24,40
14	4,15,26,37	47	7,11,25,39	80	10,17,25,31
15	5,16,27,38	48	8,12,26,40	81	1,19,28,35
16	6,17,28,39	49	9,13,27,31	82	2,20,29,36
17	7,18,27,40	50	10,14,28,32	83	3,11,30,37
18	8,19,30,31	51	1,16,22,36	84	4,12,21,38
19	9,20,21,32	52	2,17,23,37	85	5,13,22,39
20	10,11,22,33	53	3,18,24,38	86	6,14,23,40
21	1,13,25,37	54	4,19,25,39	87	7,15,24,31
22	2,14,26,38	55	5,20,26,40	88	8,16,25,32
23	3,15,27,39	56	6,11,27,31	89	9,17,26,33
24	4,16,28,40	57	7,12,28,32	90	10,18,27,34
25	5,17,29,31	58	8,13,29,33	91	1,20,30,38
26	6,18,30,32	59	9,14,30,34	92	2,11,21,39
27	7,19,21,33	60	10,15,21,35	93	3,12,22,40
28	8,20,22,34	61	1,17,24,39	94	4,13,23,31
29	9,11,23,35	62	2,18,25,40	95	5,14,24,32
30	10,12,24,36	63	3,19,26,31	96	6,15,25,33
31	1,14,27,40	64	4,20,27,32	97	7,16,26,34
32	2,15,28,31	65	5,21,28,33	98	8,17,27,35
33	3,16,29,32	66	6,22,29,34	99	9,18,28,36
				100	10,19,29,37

1. Газовая смесь массой 10 кг состоит из 6 кг азота, 1 кг углекислого газа и 3 кг окиси углерода. Начальное состояние смеси: давление $P_1 = 2$ МПа, температура $t_1 = 37$ °С. В процессе $T = const$ смесь расширяется до давления $P_2 = 0,5$ МПа. Определить работу расширения смеси L , количество подведенной теплоты Q , объем V , до которого расширится газовая смесь, и парциальные давления газов, входящих в смесь в начальном состоянии. Изобразить графически процесс в P, v и T, s - диаграммах.

2. Газовая смесь, состоящая из кислорода и азота, при давлении $P_1 = 1$ МПа занимает объем $V = 0,5$ м³ и имеет массу $G = 5$ кг. Парциальный объем кислорода $V_{O_2} = 0,2$ м³, а азота $V_{N_2} = 0,3$ м³. Над смесью совершается изохорный процесс с подводом теплоты $Q = 1000$ кДж. Определить термодинамические параметры смеси в начальном и конечном состояниях, а также парциальные давления в начале процесса. Изобразить графически процесс в P, v и T, s - диаграммах.

3. При постоянном избыточном давлении $P_{изб} = 4$ ат сжимают 5 кг воздуха, отнимая 500 кДж теплоты. Начальная температура воздуха $t_1 = 110$ °С. Определить конечную температуру t_2 , совершенную работу L и изменение объема ΔV . Изобразить графически процесс в P, v и T, s - диаграммах.

4. В резервуаре содержится 100 кг углекислого газа при температуре $t_1 = 80$ °С и давлении $P_1 = 1$ МПа. После выпуска части газа давление в резервуаре стало $P_2 = 0,2$ МПа, а температура $t_2 = 30$ °С. Определить массу выпущенного газа и показатель политропы процесса. Изобразить графически процесс в P, v и T, s - диаграммах.

5. Определить работу, совершаемую при изотермическом и адиабатическом процессах расширения 10 кг азота, если его давление уменьшается от $P_1 = 1$ МПа до $P_2 = 0,1$ МПа. Начальная температура газа $t_1 = 700$ °С. В каком из этих процессов удельная работа расширения больше и на сколько? Изобразите оба процесса в P, v и T, s - диаграммах.

6. Начальное состояние 1 кг воздуха задано параметрами $P_1 = 10$ МПа и $t_1 = 147$ °С. Воздух сначала расширяется изотермически до давления $P_2 = 1,0$ МПа, а затем сжимается изобарно до удельного объема $v_3 = 0,07$ м³/кг. Определить суммарные количества теплоты, работы и изменения внутренней энергии воздуха, имевшие место при совершении процессов 1-2 и 2-3. Изобразить графически процессы в P, v и T, s - диаграммах.

7. Начальное состояние 10 кг кислорода характеризуется параметрами $P_1 = 15$ МПа и $t_1 = 200$ °С. В процессе 1-2 происходит политропное изменение состояния до $P_2 = 1,5$ МПа и $t_2 = 67$ °С, а в процессе 2-3 кислород изотермически сжимается до давления $P_3 = 6$ МПа. Определить суммарные количества теплоты, работы и изменения внутренней энергии кислорода, имевшие место при совершении процессов 1-2 и 2-3. Изобразить процессы в P, v и T, s - диаграммах.

8. Начальное состояние 1 кг углекислого газа характеризуется параметрами $P_1 = 1$ МПа и $v_1 = 1$ м³/кг. В политропном процессе изменения его состояния к газу подводится теплота $q = 150$ кДж/кг, при этом он совершает работу $l = 200$ кДж/кг. Определить показатель политропы процесса и параметры углекислого газа в конце процесса. Изобразить процесс в P, v и T, s - диаграммах.

9. Воздух в идеальном одноступенчатом компрессоре сжимается до давления $P_2 = 0,5$ МПа. Начальное давление $P_1 = 0,1$ МПа, а температура $t_1 = 27$ °С. Массовая подача воздуха $G_2 = 1,3$ кг/с. Определить теоретическую (без потерь) мощность, затрачиваемую на привод компрессора, для случаев изотермического и адиабатного сжатия воздуха. Найти удельное количество теплоты, которое необходимо отводить для осуществления изотермического процесса сжатия. Изобразить графически процессы сжатия воздуха в P, v и T, s - диаграммах.

10. В идеальном одноступенчатом компрессоре воздух сжимается до давления $P_2 = 0,3$ МПа и температуры $T_2 = 373$ К. Начальное состояние воздуха характеризуется давлением $P_1 = 0,1$ МПа и температурой $t_1 = 27$ °С. Определить вид процесса и удельную работу сжатия. На сколько эта работа будет больше удельной работы при изотермическом сжатии при той же степени повышения давления и начальной температурой $t_1 = 27$ °С?

11. Водяной пар массой 1 кг с давлением $P_1 = 3,5$ МПа и температурой $t_1 = 435$ °С в паровой турбине изоэнтропно (адиабатно) расширяется до давления $P_2 = 5$ кПа. Определить параметры пара в начальной и конечной точках процесса, изменение внутренней энергии, работу расширения. Изобразить тепловой процесс в h, s - диаграмме.

12. Влажный насыщенный водяной пар массой 5 кг при давлении $P_1 = 1,0$ МПа и степени сухости $x_1 = 0,85$ нагревается в процессе при постоянном давлении до состояния сухого насыщенного пара. Определить параметры пара в начальной и конечной точках процессов, теплоту, работу и изменение внутренней энергии. Изобразить тепловой процесс в h, s - диаграмме.

13. Из парового котла влажный насыщенный водяной пар с начальными параметрами $P_1 = 1,5$ МПа и $x_1 = 0,98$ поступает в пароперегреватель, после которого температура пара возрастает до $t_2 = 375$ °С (процесс перегрева пара происходит при постоянном давлении). Определить удельную теплоту, затраченную на перегрев в пароперегревателе, изменение удельной энтропии и удельный объем пара в начальном и конечном состояниях. Изобразить тепловой процесс в h, s - диаграмме.

14. Перегретый водяной пар массой 1 кг с начальными параметрами: $P_1 = 5$ МПа и $t_1 = 350$ °С в сопле Лавалья изоэнтропно (адиабатно) расширяется до давления $P_2 = 0,12$ МПа. Определить параметры пара в конце рас-

ширения, а также работу и изменение внутренней энергии. Изобразить тепловой процесс в h, s - диаграмме.

15. В процессе изотермического расширения 1 кг влажного насыщенного пара с начальными параметрами $P_1 = 2,0$ МПа и $x_1 = 0,85$ подводится 510 кДж/кг теплоты. Определить конечное состояние пара, работу расширения и изменение внутренней энергии. Изобразить процесс в h, s и T, s - диаграммах.

16. Перегретый водяной пар массой 10 кг с начальными параметрами $P_1 = 5,0$ МПа и $t_1 = 350$ °С дросселируется до конечного давления $P_2 = 1,8$ МПа. Определить параметры пара до и после дросселирования, изменение внутренней энергии и энтропии. Изобразить процесс дросселирования пара в h, s - диаграмме.

17. Паросиловые установки работают по циклу Ренкина при одинаковых начальных и конечных давлениях $P_1 = 3$ МПа и $P_2 = 5,0$ кПа соответственно. Сравнить термические к.п.д. идеальных циклов, если в одном случае рабочее тело – влажный пар со степенью сухости $x_1 = 0,85$, в другом – сухой насыщенный пар и в третьем – перегретый пар с температурой $t_1 = 380$ °С. Изобразить тепловые процессы идеальных циклов в h, s - диаграмме.

18. К соплам одноступенчатой паровой турбины поступает перегретый водяной пар с давлением $P_1 = 3,0$ МПа, $t_1 = 400$ °С. В соплах пар изотропно (адиабатно) расширяется до давления $P_2 = 0,5$ МПа. Определить параметры пара до и после истечения, а также абсолютную скорость истечения пара. Изобразить тепловой процесс истечения пара в h, s - диаграмме.

19. Влажный насыщенный водяной пар массой 5 кг с начальным давлением $P_1 = 0,8$ МПа и степенью сухости $x_1 = 0,72$ в процессе при постоянном давлении нагревается до сухого насыщенного пара. Определить параметры состояния в начальной и конечной точках процесса, а также теплоту, работу и изменение внутренней энергии. Изобразите тепловой процесс в h, s - диаграмме.

20. Перегретый водяной пар массой 1 кг с начальными параметрами $P_1 = 2,5$ МПа и удельным объемом $v_1 = 0,09$ м³/кг нагревается в процессе при постоянном давлении до температуры 320 °С. Определить конечный удельный объем водяного пара, количество подведенной теплоты, работу, совершенную паром в процессе, а также изменение внутренней энергии. Изобразить тепловой процесс в h, s и T, s -диаграммах.

21. Плоская стенка сушильной камеры из стали 30 толщиной 3 мм омывается горячими газами с температурой $t_{ж} = 150$ °С. Снаружи стенка покрыта слоем изоляции ($\lambda = 0,05$ Вт/(м·К)) толщиной 5 см, температура поверхности контакта изоляции и стенки $t_c = 130$ °С. Определить величину коэффициента теплоотдачи a от газа к стенке, если температура внешней поверхности изоляции 50 °С.

22. Определить потери теплоты с 1 м^2 стены здания q_k , если она будет выполнена из слоя силикатного кирпича толщиной $\delta_2 = 75 \text{ мм}$ и слоя штукатурки толщиной $\delta_1 = 30 \text{ мм}$. Температура внутри помещения $20 \text{ }^\circ\text{C}$, наружная температура $t_{ж2} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Эффективный коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны $a_1 = 5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, с наружной $a_2 = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Установить потери теплоты при замене кирпича на сосновый брус $q_{сб}$ или шлакобетон $q_{шб}$ такой же толщины, что и кирпич.

23. Определить необходимую толщину слоя изоляции $\delta_{из}$ корпуса барабанной газовой сушилки с наружным диаметром барабана $d_n = 2 \text{ м}$ и толщиной стенки $\delta = 10 \text{ мм}$, с тем, чтобы потери теплоты с 1 м^2 поверхности наружной изоляции барабана не превышали $q_{пот} = 100 \text{ Вт}/\text{м}^2$. Температура газа внутри барабана $t_{ж1} = 350 \text{ }^\circ\text{C}$, температура окружающего воздуха $25 \text{ }^\circ\text{C}$, коэффициенты теплоотдачи внутри барабана $20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и с наружной стороны $6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Материал изоляции – минеральная вата плотностью $180 \text{ кг}/\text{м}^3$, материал стенки барабана – сталь 30.

24. Определить плотность теплового потока q через стенку из соснового бруса толщиной $\delta_{бр} = 100 \text{ мм}$, покрытую с обеих сторон штукатуркой толщиной $\delta_{шт} = 50 \text{ мм}$. Температура в помещении $t_{ж1} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, температура наружного воздуха $t_{ж2} = -40 \text{ }^\circ\text{C}$, эффективный коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны $a_1 = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, с наружной $a_2 = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Определить температуру в середине бруса t_c и на внутренней поверхности стены $t_{ст1}$.

25. Топочная дверца изготовлена из чугуна толщиной $\delta_ч = 10 \text{ мм}$ и с внутренней стороны покрыта слоем шамотной обмазки толщиной $\delta_{шт} = 80 \text{ мм}$. Со стороны топки на дверцу падает тепловой поток плотностью $q = 1000 \text{ Вт}/\text{м}^2$. Определить температуру наружной $t_{ст2}$ и внутренней $t_{ст1}$ поверхностей дверцы и температуру в месте контакта чугуна и обмазки t_c , если температура наружного воздуха $30 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи с учетом излучения от наружной поверхности дверцы $a = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

26. Определить тепловые потери Q в окружающую среду изолированным паропроводом диаметром $d = 40 \text{ мм}$ и длиной 15 м , если толщина слоя изоляции из стекловаты $\delta = 10 \text{ мм}$, температура наружной поверхности трубы $180 \text{ }^\circ\text{C}$, температура внешней поверхности изоляции $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

27. Дверь размером $2 \times 1 \text{ м}$ изготовлена из дубовых досок толщиной $\delta_d = 30 \text{ мм}$ и обита снаружи слоем войлока $\delta_в = 10 \text{ мм}$. Коэффициент теплопроводности войлока $\lambda_в = 0,15 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Определить тепловые потери Q через дверь, если температура воздуха в помещении $t_{ж1}$, температура наружного воздуха $t_{ж2}$; коэффициенты теплоотдачи с учетом излучения с внутренней и наружной сторон $a_1 = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и $a_2 = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ соответственно. Определить также температуру наружной $t_{ст2}$ и внутренней $t_{ст1}$ поверхностей и температуру в месте контакта досок и войлока t_c .

28. Передаче теплоты в котле от дымовых газов к воде происходит через стальную стенку, покрытую слоем сажи. Принимая стенку плоской, определить;

- 1) коэффициент теплоотдачи и поверхностную плотность теплового потока, если $\delta_{cm} = 20$ мм; $\lambda_{cm} = 50$ Вт/(м·К); а $\delta_c = 2$ мм; $\lambda_c = 0,08$ Вт/(м·К);
- 2) температуру на поверхности сажи (t_c) и на поверхностях стальной стенки (t_{cm1} и t_{cm2}), °С.

При расчетах принять; температуру дымовых газов $t_1 = 900$ °С, температуру кипящей воды $t_2 = 170$ °С; коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1 = 50$ Вт/(м²·К), а от стенки к кипящей воде $\alpha_2 = 5000$ Вт/(м²·К). Изобразить схематично характер изменения температуры в теплоносителях, разделенных стальной стенкой и слоем сажи.

29. Стальная труба паропровода покрыта слоем теплоизоляции с теплопроводностью $\lambda_{из} = 0,07$ Вт/(м·К) и толщиной $\delta_{из} = 60$ мм. Найти суточную потерю теплоты с 1 м длины изолированного паропровода и определить, во сколько раз при наличии изоляции потеря теплоты меньше, чем при неизолированном паропроводе. Определить температуру на наружной поверхности теплоизоляции. При расчете принять следующие исходные данные: $d_{1mp} = 50$ мм; $d_{2mp} = 60$ мм; $\lambda_{cm} = 50$ Вт/(м·К); температура пара $t_1 = 170$ °С; температура окружающей среды: $t_2 = 15$ °С; коэффициент теплоотдачи: от пара к стенке $\alpha_1 = 2000$ Вт/(м²·К) и от стенки к окружающей среде $\alpha_2 = 10$ Вт/(м²·К).

30. Плоская стальная стенка толщиной $\delta_{cm} = 30$ мм с одной стороны покрыта слоем накипи, толщиной $\delta_n = 3$ мм, а с другой стороны – слоем сажи толщиной $\delta_c = 1,5$ мм. Теплопроводность принять: для стали $\lambda_{ст} = 50$ Вт/(м·К); для накипи $\lambda_n = 2,3$ Вт/(м·К); для сажи $\lambda_c = 0,68$ Вт/(м·К). Температура наружной поверхности накипи $t_n = 120$ °С. Определить поверхностную плотность теплового потока через стенку, температуры на поверхностях соприкосновения сажи и накипи с металлом. Найти, во сколько раз увеличится поверхностная плотность теплового потока через стенку, если удалить сажу и накипь. Привести графики изменения температур в обоих случаях.

31. Стальную стенку с температурой $t_{cm1} = 300$ °С необходимо изолировать так, чтобы температура внешней поверхности не превышала $t_{cm2} = 50$ °С, при этом потери теплоты не должны превысить $q = 200$ Вт/м². Определить требуемую толщину изоляции, если она выполнена из асбеста ($\lambda_{асб} = 0,106$ Вт/(м·К)).

32. Найти удельный тепловой поток через двухслойную плоскую стенку и глубину ее промерзания до температуры $t = 0$ °С, если температуры ее внутренней и внешней поверхностей составляют: $t_{cm1} = 10$ °С; $t_{cm2} = -30$ °С. Стенка выполнена из красного кирпича ($\lambda_k = 0,768$ Вт/(м·К)) толщиной

$\delta_2 = 510$ мм и изнутри покрыта слоем штукатурки ($\lambda_{шт} = 1,16$ Вт/(м·К)) толщиной $\delta_1 = 20$ мм.

33. Цилиндрическая стальная труба с внутренним диаметром $d_1 = 150$ мм и толщиной стенки $\delta_{ст} = 20$ мм ($\lambda_{ст} = 40$ Вт/(м·К)) покрыта двухслойной изоляцией толщиной $\delta_{из1} = 100$ мм ($\lambda_{из1} = 0,12$ Вт/(м·К)) и $\delta_{из2} = 100$ мм ($\lambda_{из2} = 0,06$ Вт/(м·К)). Найти толщину слоя изоляции $\delta_{из}$ с теплопроводностью $\lambda_{из} = 0,035$ Вт/(м·К), которой можно заменить двухслойную изоляцию без изменения теплоизоляционных свойств системы. Показать характер распределения температур в обоих случаях.

34. По горизонтально расположенной трубе ($\lambda_{тр} = 20$ Вт/(м·К)) со скоростью 2,5 м/с течет вода, имеющая температуру $t_g = 120$ °С. Снаружи труба охлаждается окружающим воздухом, температура которого $t_{воз} = 18$ °С, а давление 1 ат. Определить коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 соответственно от воды к стенке трубы и от стенки трубы к воздуху; коэффициент теплоотдачи и тепловой поток q_l , отнесенный к 1 м длины трубы, если внутренний диаметр трубы равен $d_1 = 190$ мм, а внешний – $d_2 = 210$ мм. *Указание.* Для определения α_2 принять в первом приближении температуру наружной поверхности трубы t_2 , равной температуре воды.

35. Воздух с температурой $t_1 = 140$ °С и давлением $P_g = 0,1$ МПа движется по трубе диаметром $d = 200$ мм со скоростью $\omega = 10$ м/с. Температура внутренней поверхностей стенки трубы $t_{cm1} = 100$ °С. Определить суточную потерю теплоты за счет конвективной теплоотдачи трубой длиной 5 м.

36. Определить суточную потерю теплоты за счет теплообмена при свободной конвекции горизонтальной трубой диаметром $d = 0,2$ м и длиной $L = 5$ м. Температура на поверхности трубы $t_1 = 100$ °С, температура окружающего воздуха $t_2 = 20$ °С и давление $P_2 = 0,1$ МПа.

37. Определить суммарную часовую потерю теплоты за счет конвективной теплоотдачи и излучения с 1 пог. м горизонтального паропровода диаметром $d = 160$ мм, если температура наружной поверхности трубы $t = 180$ °С, температура воздуха в помещении $t_g = 20$ °С, коэффициент черноты поверхности паропровода $\epsilon = 0$. Принять, что площадь поверхности стен помещения во много раз больше поверхности паропровода.

38. Из какого материала должен быть изготовлен экран, чтобы при установке его между параллельными пластинами с коэффициентом черноты $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0,9$ тепловой поток излучением уменьшился в 33 раза? Чему равна в этом случае температура экрана, если температура пласти $t_1 = 300$ °С и $t_2 = 20$ °С.

39. Найти расход конденсирующего пара и площадь поверхности трубчатого пароводяного подогревателя при следующих условиях: давление сухого насыщенного пара, конденсирующегося на внешней поверхности труб, $P = 0,2$ МПа; текущая по трубам вода нагревается от $t_1 = 10$ °С до $t_2 = 100$ °С; расход воды $G_g = 3$ кг/с; средний коэффициент теплоотдачи $k = 2800$ Вт/(м²·К). Изобразить схематично график изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена.

40. Определить поверхности нагрева для трубчатых прямоточного и противоточного водонагревателей, обогреваемых дымовыми газами. Для расчета принять: температуры дымовых газов до и после нагревателя $t_1 = 300$ °С и $t_2 = 200$ °С; температуру воды, поступающей в подогреватель, $t_2 = 10$ °С, а выходящий из него $t_2 = 60$ °С. Секундный расход воды $G_v = 5$ кг/с, теплоемкость воды $c_g = 4,19$ кДж/(кг·К), коэффициент теплопередачи от дымовых газов к воде $k = 15$ Вт/(м²·К). Изобразить схематично график изменения температур рабочих жидкостей вдоль поверхности нагрева для схемы “прямоток” и “противоток”.

Библиографический список

1. Семенов, Ю.П. Теплоснабжение предприятий лесного комплекса: учеб. пособие [Текст] / Ю. П. Семенов, А.Б. Левин, В.Г. Малинин. – М.: ГОУ ВПО МГУЛ, 2010. – 186 с.
2. Дмитроц, В.А., Левин А. Б., Семенов Ю. П. Теплотехнический справочник инженера лесного и деревообрабатывающего предприятия [Текст]/ В.А. Дмитроц, А.Б. Левин, Ю.П. Семенов. 2-е изд., испр. – М.: МГУЛ, 2002. – 333 с.
3. Сборник задач по теплотехнике и теплоснабжению: учеб. пособие/ Под. ред. Ю.П. Семенова. – 2-е изд., испр. и доп. – М: ГОУ ВПО МГУЛ, 2006 . – 245 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(справочное)
Перечень ключевых слов

Теплотехника
Техническая термодинамика
Термодинамический процесс
Идеальный газ
Внутренняя энергия
Энтальпия
Энтропия
Первый закон термодинамики
Второй закон термодинамики
Политропный процесс
Воздушная холодильная установка
Водяной пар
Кипящая жидкость
Температура насыщения
Цикл Ренкина
Паротурбинные установки
Теплопроводность
Теплопередача
Конвективный теплообмен
Теплообменные аппараты

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(справочное)

Термодинамические и теплофизические свойства веществ

Таблица Б.1 - Мольные теплоемкости газов по данным молекулярно-кинетической теории, кДж/(моль·К)

Газы	μC_V	μC_p
Одноатомные	12,5	20,8
Двухатомные	20,8	29,1
Трех- и многоатомные	29,1	37,4

Таблица Б.2 - Средние изобарные мольные теплоемкости некоторых газов кДж/(моль·К)

t, °С	Воздух	Кислород O ₂	Азот N ₂	Водород H ₂	Водяной пар H ₂ O	Окись углерода CO	Углекислый газ CO ₂
0	29,073	29,274	29,115	28,617	33,499	29,123	35,860
100	29,153	29,538	29,144	29,935	33,741	29,178	38,112
200	29,299	29,931	29,228	29,073	34,188	29,303	40,059
300	29,521	30,400	29,383	29,123	34,575	29,517	41,755
400	29,789	30,878	29,601	29,186	35,090	29,789	43,250
500	30,095	31,334	29,864	29,249	35,630	30,099	44,573
600	30,405	31,761	30,149	29,316	36,195	30,426	45,758
700	30,723	32,150	30,451	29,408	36,789	30,752	46,813
800	31,028	32,502	30,748	29,517	37,392	31,070	47,763
900	31,321	32,825	31,037	29,647	38,008	31,376	48,617
1000	31,598	33,118	31,313	29,789	38,619	31,665	49,392
1200	32,109	33,633	31,828	30,107	39,825	32,192	50,740
1400	32,565	34,076	32,293	30,467	40,976	32,653	51,858
1600	32,967	34,474	32,699	30,832	42,056	33,051	52,800
1800	33,319	34,834	33,055	31,192	43,070	33,402	53,604
2000	33,641	35,169	33,373	31,548	43,995	33,708	54,290
2200	33,296	35,483	33,658	31,891	44,853	33,980	54,881
2400	34,185	35,785	33,909	32,222	45,645	34,223	55,391

Таблица Б.3 - Термодинамические свойства воды и водяного пара

P , кПа	t , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг	S' , кДж/(кг·К)	S'' , кДж/(кг·К)
1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	45,83	0,0010103	4,69	192	2584	2392	0,6494	8,1406
20	60,09	0,0010171	7,650	252	2610	2358	0,8320	7,9076
30	69,12	0,0010223	5,231	289	2625	2336	0,9440	7,768
40	75,88	0,0010264	3,998	318	2637	2319	1,026	7,670
50	81,34	0,0010299	3,242	341	2645	2304	1,091	7,593
60	85,94	0,0010331	2,734	360	2653	2293	1,146	7,532
70	89,96	0,0010359	2,386	377	2660	2283	1,192	7,480
80	93,51	0,0010385	2,088	392	2665	2273	1,233	7,434
90	96,71	0,0010409	1,870	405	2670	2265	1,270	7,395
100	99,62	0,0010432	1,696	418	2676	2258	1,302	7,360
200	120,23	0,0010605	0,8860	505	2707	2202	1,530	7,127
300	133,54	0,0010733	0,6059	561	2725	2164	1,672	6,993
400	143,62	0,0010836	0,4624	605	2739	2134	1,777	6,897
500	151,84	0,0010926	0,3749	640	2749	2109	1,861	6,822
600	158,84	0,0011007	0,3156	670	2757	2087	1,931	6,761
700	164,96	0,0011081	0,2728	697	2764	2067	1,992	6,709
800	170,42	0,0011149	0,2404	721	2769	2048	2,046	6,664
900	175,35	0,0011213	0,2149	743	2774	2031	2,095	6,623
1000	179,88	0,0011274	0,1944	763	2778	2015	2,138	6,587
1100	184,06	0,0011331	0,1775	781	2781	2000	2,179	6,554
1200	187,95	0,0011385	0,1631	799	2785	1986	2,216	6,524
1300	191,60	0,0011438	0,1512	815	2788	1973	2,251	6,496
1400	195,04	0,0011490	0,1408	830	2790	1960	2,284	6,469
1500	198,28	0,0011539	0,1317	845	2792	1947	2,315	6,445
1600	201,36	0,0011587	0,1238	858	2793	1935	2,344	6,422
1700	204,30	0,0011633	0,1167	872	2795	1923	2,372	6,400
1800	207,10	0,0011678	0,1104	885	2797	1912	2,398	6,379
1900	209,78	0,0011723	0,1047	897	2798	1901	2,422	6,358

Окончание таблицы Б.3

2000	212,37	0,0011766	0,09958	908	2799	1891	2,447	6,341
2100	214,84	0,0011807	0,09494	920	2800	1880	2,470	6,323
2200	217,23	0,0011851	0,09068	931	2801	1870	2,492	6,305
2300	219,54	0,0011896	0,08680	943	2802	1860	2,514	6,288
2400	221,77	0,0011932	0,08325	952	2802	1850	2,534	6,272
2500	223,93	0,0011973	0,07993	962	2802	1840	2,554	6,257
2600	226,03	0,0012012	0,07689	972	2803	1831	2,574	6,242
2700	228,06	0,0012050	0,07406	981	2803	1822	2,592	6,227
2800	230,02	0,0012088	0,07145	990	2803	1813	2,610	6,213
2900	231,96	0,0012125	0,06899	999	2803	1804	2,628	6,200
3000	233,81	0,0012164	0,06668	1008	2803	1795	2,645	6,186
3100	235,66	0,0012201	0,06447	1017	2803	1786	2,662	6,173
3200	237,44	0,0012238	0,06244	1025	2803	1778	2,679	6,161
3300	239,18	0,0012274	0,06058	1034	2803	1769	2,695	6,148
3400	240,87	0,0012309	0,05878	1042	2803	1761	2,710	6,136
3500	242,54	0,0012345	0,05706	1050	2803	1753	2,725	6,125
3600	244,16	0,0012381	0,05544	1058	2803	1745	2,740	6,113
3700	245,75	0,0012416	0,05392	1065	2802	1737	2,755	6,102
3800	247,31	0,0012451	0,05246	1073	2802	1729	2,769	6,091
3900	248,83	0,0012485	0,05108	1080	2801	1721	2,783	6,081
4000	250,33	0,0012520	0,04977	1088	2801	1713	2,797	6,070

ПРИЛОЖЕНИЕ В
(справочное)
Теплофизические свойства веществ

Таблица В.1 - Физические параметры сухого воздуха при P=101,3 кПа

$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda \cdot 10^{-3}, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$\nu \cdot 10^{-6}, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	2,44	13,28	0,707
100	3,21	23,13	0,688
200	3,94	34,85	0,680
300	4,60	48,33	0,674
400	5,21	63,09	0,678
500	5,75	79,38	0,687
600	6,23	96,89	0,699
700	6,71	115,4	0,706
800	7,19	134,8	0,713
900	7,64	155,1	0,717
1000	8,08	177,1	0,719

Учебное издание

Александр Анатольевич Орлов

Ольга Викторовна Тримасова

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА
И
ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Авторская редакция

Отв. редактор

доцент Ю.А. Корчук

*Редакционно-издательский центр СибГАУ
660049, г. Красноярск, пр. Мира, 82
Телефон (3912)227-69-90, факс (391) 211-97-25*