



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

ПОСОБИЕ

**по выполнению курсовой работы
для студентов специальности 1-43 01 05
«Промышленная теплоэнергетика»**

Гомель 2006

УДК 536.7(075.8)
ББК 31.31я73
Т38

*Рекомендовано научно-методическим советом
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 6 от 30.05.2005 г.)*

Авторы-составители: *М. Н. Новиков, А. В. Овсянник, Д. А. Дробышевский*

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. *П. А. Хило*

Техническая термодинамика : пособие по выполнению курсовой работы для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» / авт.-сост.: М. Н. Новиков, А. В. Овсянник, Д. А. Дробышевский. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2006. – 28 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://gstu.local/lib>. – Загл. с титул. экрана.

Рассматриваются следующие разделы курса: циклы двигателей внутреннего сгорания; цикл паросиловой установки; цикл парокомпрессионной холодильной машины.
Для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика».

**УДК 536.7(075.8)
ББК 31.31я73**

© Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», 2006

1. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЦИКЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1.1. Содержание задания

В первой части курсовой работы предусматривается выполнение следующего объёма работы:

- дать краткую характеристику тепловых двигателей внутреннего сгорания (ДВС);
- рассчитать циклы ДВС;
- по результатам расчетов построить сравнительные диаграммы $p-v$ и $T-S$, а также проанализировать полученные результаты.

Исходными данными являются: начальные параметры рабочего тела p_1 , T_1 , верхняя температура цикла T_3 , количество отводимой теплоты q_2 , а для цикла Тринклера и степень предварительного расширения $\rho = v_3 / v_3'$.

При построении не линейных процессов в $p-v$ и $T-S$ диаграммах необходимо использовать уравнения процессов, причем вспомогательных точек должно быть не менее трех. При анализе термодинамических процессов тепловых машин в качестве рабочего тела принимается газ, обладающий свойствами воздуха, для которого:

- изобарная теплоемкость $C_p=1,005$ кДж/(кг К);
- изохорная теплоемкость $C_v=0,718$ кДж/(кг К);
- газовая постоянная $R=287$ Дж/(кг К);
- показатель адиабаты $k=1,4$.

1.2. Краткие теоретические сведения

Теоретические циклы тепловых машин состоят из обратимых термодинамических процессов: адиабатных, изохорных, изобарных и изотермических. Циклы, состоящие из необратимых процессов, называются действительными или рабочими.

Исследование теоретических циклов позволяет установить ряд важных факторов, влияющих на работу теплового двигателя и наметить пути их совершенствования с целью повышения термического КПД.

В качестве преобразователей тепловой энергии в механическую работу широкое применение получили поршневые двигатели внутреннего сгорания, где преобразование теплоты в работу осуществляется по трём следующим циклам:

- со сгоранием топлива при постоянном объёме ($v = \text{const}$) – цикл Отто (рис.1.1.а).
- со сгоранием топлива при постоянном давлении ($p = \text{const}$) – цикл Дизеля (рис.1.1.б).
- со смешанным сгоранием топлива при (частично при $v = \text{const}$ и частично при $p = \text{const}$) – цикл Тринклера (рис.1.1.в).

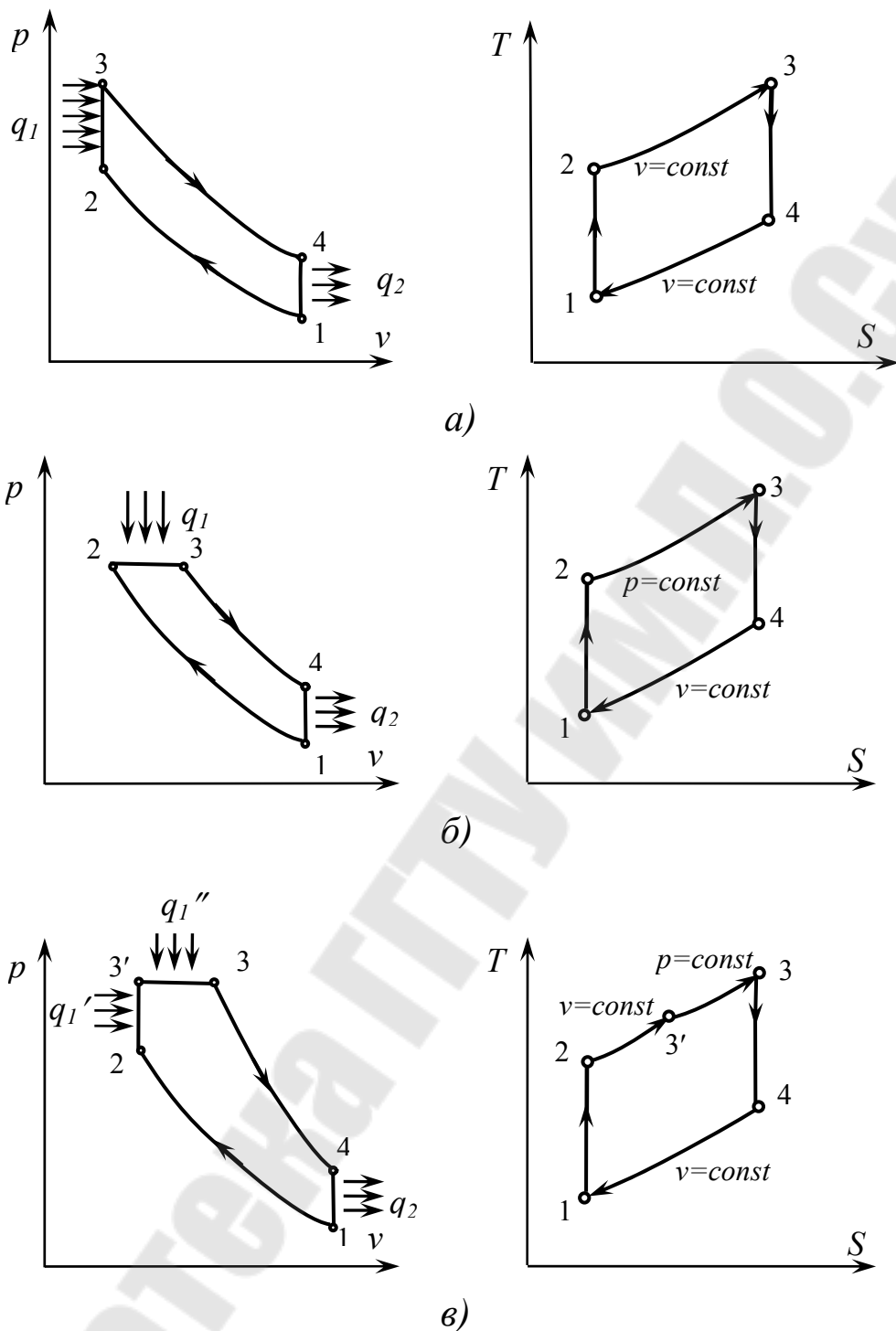


Рис.1.1. Циклы поршневых ДВС

Одним из основных недостатков, присущих поршневым двигателям внутреннего сгорания, является необходимость кривошипно-шатунного механизма и маховика и неизбежная неравномерность работы, обуславливающие невозможность сосредоточения большой мощности в одном агрегате; это ограничивает сферу применения поршневых двигателей. От этого недостатка свободен двигатель внутреннего сгорания другого типа – газо-

вая турбина. Имея высокий термический коэффициент полезного действия и обладая при этом всеми преимуществами ротационного двигателя, т. е. возможностью сосредоточения больших мощностей в малогабаритных установках, газовая турбина является весьма перспективным двигателем. Ограниченное применение газовых турбин в высокоэкономичных крупных энергетических установках в настоящее время объясняется в основном тем, что из-за недостаточной жаропрочности современных конструкционных материалов турбина может надежно работать в области температур, значительно меньших, чем двигатели внутреннего сгорания поршневого типа, что приводит к снижению термического к. п. д. установки.

Газовые турбины разделяются на два основных типа:
 газовые турбины со сгоранием при $p = \text{const}$ (рис.1.2.а);
 газовые турбины со сгоранием при $v = \text{const}$ (рис.1.2.б).

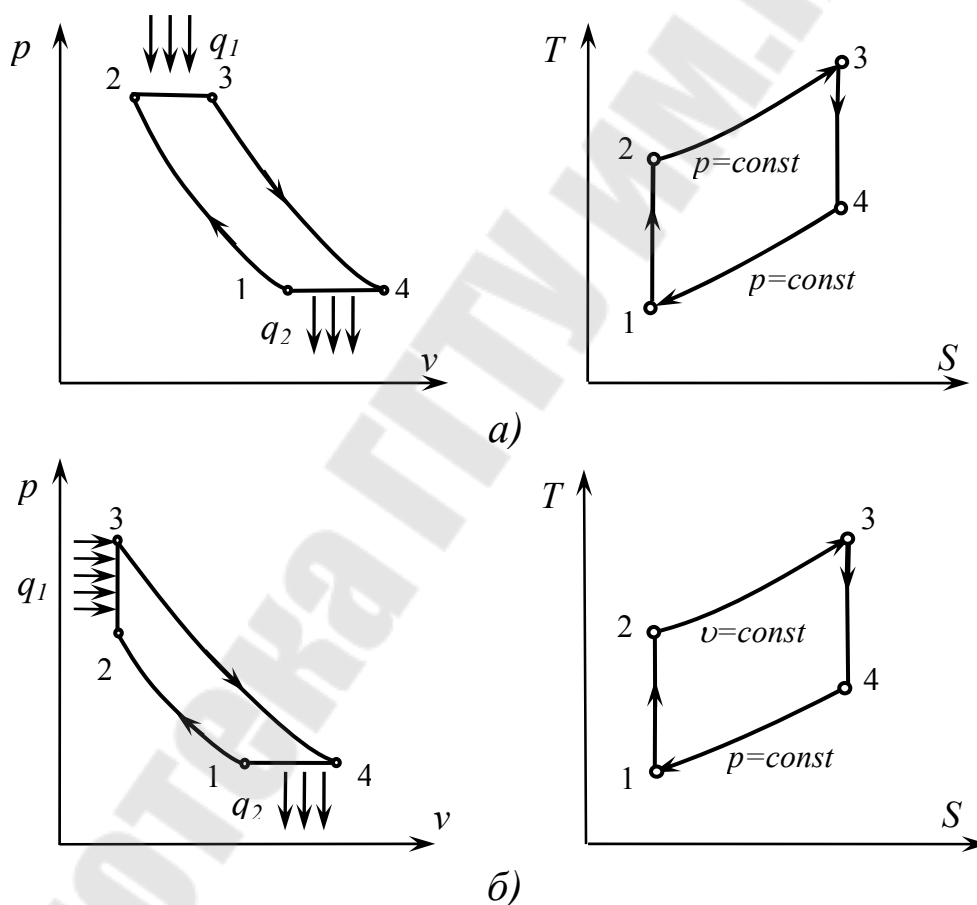


Рис.1.2. Циклы газотурбинных установок.

Сравнение всех циклов ДВС будет корректным только в случае если заданы одинаковые начальные параметры рабочего тела, верхняя температура цикла, количество отводимой теплоты, а для цикла Тринклера и степень предварительного расширения $\rho = v_3 / v_3'$. В этом случае диаграммы $p-v$ и $T-S$ будут выглядеть следующим образом:

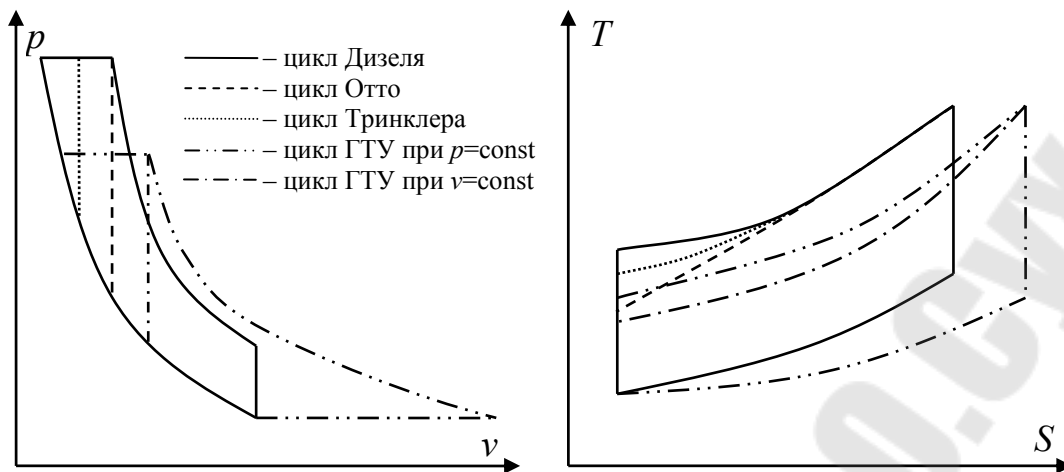


Рис.1.3. Сравнительные диаграммы циклов ДВС

1.3. Расчет циклов ДВС

1.3.1. Основные параметры характерных точек цикла

точка 1:

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1}, \frac{м^3}{кг}; \quad (1.1)$$

точка 4:

– для поршневых ДВС

$$v_4 = v_1, \frac{м^3}{кг}; \quad (1.2)$$

$$T_4 = T_1 + \frac{q_2}{C_v}, K; \quad (1.3)$$

$$p_4 = \frac{R \cdot T_4}{v_4}, Pa; \quad (1.4)$$

– для ГТУ

$$p_4 = p_1, Pa; \quad (1.5)$$

$$T_4 = T_1 + \frac{q_2}{C_p}, K; \quad (1.6)$$

$$v_4 = \frac{R \cdot T_4}{p_4}, \frac{M^3}{\text{кг}}; \quad (1.7)$$

точка 3:

$$v_3 = v_4 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{1}{k-1}}, \frac{M^3}{\text{кг}}; \quad (1.8)$$

$$p_3 = \frac{R \cdot T_3}{v_3}, \text{Па}; \quad (1.9)$$

точка 3' (только для цикла Тринклера):

$$p_{3'} = p_3, \text{Па} \quad (1.10)$$

$$v_{3'} = \frac{v_3}{\rho}, \frac{M^3}{\text{кг}} \quad (1.11)$$

$$T_{3'} = \frac{p_{3'} \cdot v_{3'}}{R}, \text{К} \quad (1.12)$$

точка 2:

– цикл Дизеля и цикл ГТУ при $p = \text{const}$

$$p_2 = p_3, \text{Па}; \quad (1.13)$$

$$v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}, \text{Па}; \quad (1.14)$$

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{R}, \text{К}; \quad (1.15)$$

– цикл Отто и цикл ГТУ при $v = \text{const}$

$$v_2 = v_3, \frac{M^3}{\text{кг}}; \quad (1.16)$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k, \text{ Па}; \quad (1.17)$$

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{R}, \text{ К}; \quad (1.18)$$

– цикл Тринклера

$$v_2 = v_3', \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; \quad (1.19)$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k, \text{ Па}; \quad (1.20)$$

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{R}, \text{ К}. \quad (1.21)$$

1.3.2. Изменение энтропии и внутренней энергии в процессах цикла
процесс 1-2:

$$\Delta S_{1-2} = 0, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); \quad (1.22)$$

$$\Delta U_{1-2} = C_v \cdot (T_2 - T_1), \text{ Дж}/\text{кг}; \quad (1.23)$$

процесс 2-3:

– цикл Дизеля и цикл ГТУ при $p=\text{const}$

$$\Delta S_{2-3} = C_p \cdot \ln \frac{T_3}{T_2}, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); \quad (1.24)$$

$$\Delta U_{2-3} = C_v \cdot (T_3 - T_2), \text{ Дж}/\text{кг}; \quad (1.25)$$

– цикл Отто и цикл ГТУ при $v=\text{const}$

$$\Delta S_{2-3} = C_v \cdot \ln \frac{T_3}{T_2}, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); \quad (1.27)$$

$$\Delta U_{2-3} = C_v \cdot (T_3 - T_2), \text{ Дж}/\text{кг}; \quad (1.28)$$

– цикл Тринклера

$$\Delta S_{2-3'} = C_v \cdot \ln \frac{T_{3'}}{T_2}, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K}); \quad (1.29)$$

$$\Delta U_{2-3'} = C_v \cdot (T_{3'} - T_2), \text{ Дж}/\text{кг}; \quad (1.30)$$

процесс 3'-3

– только для цикла Тринклера:

$$\Delta S_{3'-3} = C_p \cdot \ln \frac{T_3}{T_{3'}}, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K}); \quad (1.31)$$

$$\Delta U_{3'-3} = C_v \cdot (T_3 - T_{3'}), \text{ Дж}/\text{кг}; \quad (1.32)$$

процесс 3-4:

$$\Delta S_{3-4} = 0, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K}); \quad (1.33)$$

$$\Delta U_{3-4} = C_v \cdot (T_4 - T_3), \text{ Дж}/\text{кг}; \quad (1.34)$$

процесс 4-1:

– для поршневых ДВС

$$\Delta S_{4-1} = C_v \cdot \ln \frac{T_1}{T_4}, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K}); \quad (1.35)$$

$$\Delta U_{4-1} = C_v \cdot (T_1 - T_4), \text{ Дж}/\text{кг}; \quad (1.36)$$

– для ГТУ

$$\Delta S_{4-1} = C_p \cdot \ln \frac{T_1}{T_4}, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K}); \quad (1.37)$$

$$\Delta U_{4-1} = C_v \cdot (T_1 - T_4), \text{ Дж}/\text{кг}. \quad (1.38)$$

1.3.3. Подводимая теплота

– цикл Дизеля и цикл ГТУ при $p = \text{const}$

$$q_1 = C_p \cdot (T_3 - T_2), \text{ Дж / кг}; \quad (1.39)$$

– цикл Отто и цикл ГТУ при $v = \text{const}$

$$q_1 = C_v \cdot (T_3 - T_2), \text{ Дж / кг}; \quad (1.40)$$

– цикл Тринклера

$$q_1 = C_v \cdot (T_{3'} - T_2) + C_p \cdot (T_3 - T_{3'}), \text{ Дж / кг}. \quad (1.41)$$

1.3.4. Работы расширения и сжатия рабочего тела

$$l_{\text{расш.}} = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot (p_3 v_3 - p_4 v_4), \text{ Дж / кг}; \quad (1.42)$$

$$l_{\text{сж.}} = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot (p_2 v_2 - p_1 v_1), \text{ Дж / кг}. \quad (1.43)$$

1.3.5. Теоретическая работа цикла

$$l_y = q_1 - q_2, \text{ Дж / кг}. \quad (1.44)$$

1.3.6. Основные характеристики циклов

Поршневые ДВС:

– степень сжатия

$$\varepsilon = v_1 / v_2; \quad (1.45)$$

– степень повышения давления

– цикл Отто

$$\lambda = p_3 / p_2; \quad (1.46)$$

– цикл Тринклера

$$\lambda = p_{3'} / p_2; \quad (1.47)$$

– степень предварительного расширения

– цикл Дизеля

$$\rho = v_3 / v_2; \quad (1.48)$$

– цикл Тринклера

$$\rho = v_3 / v_{3'}; \quad (1.49)$$

ГТУ:

– степень повышения давления в компрессоре

$$\beta = p_2 / p_1; \quad (1.50)$$

– степень изобарного расширения

$$\rho = v_3 / v_2; \quad (1.51)$$

– степень дополнительного повышения давления

$$\lambda = p_3 / p_2. \quad (1.52)$$

1.3.7. Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{l_u}{q_1}, \quad (1.53)$$

или

– цикл Дизеля

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} \cdot k \cdot (\rho - 1)}; \quad (1.54)$$

– цикл Отто

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda - 1}{\varepsilon^{k-1} \cdot (\lambda - 1)}; \quad (1.55)$$

– цикл Тринклера

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} \cdot [(\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)]}; \quad (1.56)$$

– цикл ГТУ при $p=\text{const}$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}; \quad (1.57)$$

– цикл ГТУ при $v=\text{const}$

$$\eta_t = 1 - \frac{k \cdot (\lambda^{1/k} - 1)}{\beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot (\lambda - 1)}. \quad (1.58)$$

2. РАСЧЕТ И АНАЛИЗ ЦИКЛА ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

2.1. Содержание задания

Задание предусматривает расчёт цикла ПСУ со вторичным перегревом на основе следующих данных:

- начальные параметры пара – p_1 и t_1 ;
- промежуточные параметры пара – p'_1 и t'_1 ;
- степень сухости в конце процесса расширения – $x_2=0,9$.

При выполнении задания необходимо: кратко описать схему и цикл ПСУ; снять копию с $h-s$ диаграммы водяного пара и построить на ней теоретический и действительный процессы расширения пара в турбине; рассчитать теоретический и действительный (методом коэффициентов полезного действия и эксергетическим методом) циклы ПСУ.

2.2. Краткие теоретические сведения

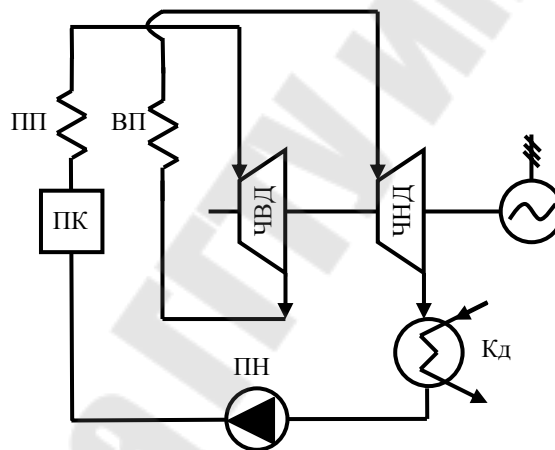


Рис. 2.1. Схема паросиловой установки (ПСУ) с вторичным перегревом пара

Пар из парового котла (ПК) поступает в пароперегреватель (ПП), откуда он направляется в часть высокого давления (ЧВД) турбины. Из ЧВД пар поступает во вторичный пароперегреватель (ВП), где снова перегревается после чего расширяется в части низкого давления (ЧНД) турбины. Из ЧНД отработанный пар поступает в конденсатор (Кд), где он охлаждается водой и конденсируется. Образовавшийся конденсат питательным насосом (ПН) подается в паровой котел и цикл повторяется.

Цикл ПСУ с вторичным перегревом пара позволяет не только избежать повышенной влажности пара в конце процесса расширения, которое снижает внутренний относительный КПД турбины и вызывает эрозию лопаток, но и повысить термический КПД цикла за счёт повышения средней температуры подвода теплоты.

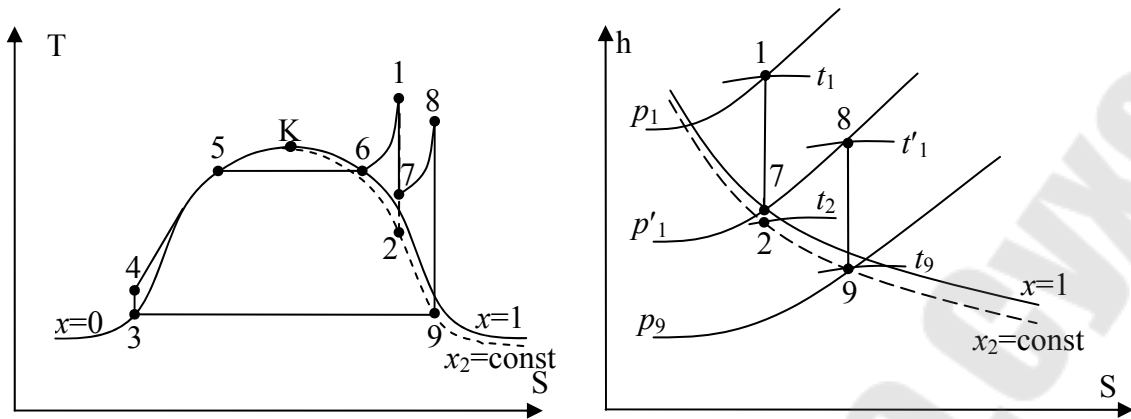


Рис.2.2. Цикл ПСУ со вторичным перегревом пара

Процессы цикла ПСУ: 3-4 – повышение давления в питательном насосе; 4-5 – изобарический нагрев воды до температуры кипения в ПК; 5-6 – парообразование в котле; 6-1 – перегрев пара в пароперегревателе при $p=\text{const}$; 1-7 – адиабатное расширение пара в ЧВД турбины; 7-8 – вторичный перегрев пара; 8-9 – адиабатное расширение пара в ЧНД турбины; 9-3 – процесс конденсации пара в конденсаторе; точка 2 соответствует конечному состоянию пара после процесса адиабатного расширения при отсутствии вторичного перегрева.

2.3. Расчет теоретического цикла ПСУ с вторичным перегревом пара

Удельная работа пара в ЧВД турбины:

$$l_{\text{ЧВД}} = h_1 - h_7, \text{ кДж/кг}, \quad (2.1)$$

где h_1 и h_7 – энтальпия пара соответственно на входе и выходе ЧВД турбины.

Удельная работа пара ЧНД турбины:

$$l_{\text{ЧНД}} = h_8 - h_9, \text{ кДж/кг}, \quad (2.2)$$

где h_8 и h_9 – энтальпия пара соотв. на входе и выходе ЧНД турбины.

Суммарная удельная работа пара:

$$l_m = l_{\text{ЧВД}} + l_{\text{ЧНД}}, \text{ кДж/кг}. \quad (2.3)$$

Количество теплоты, подведённое в ПК и ПП

$$q_1 = h_1 - h_k, \text{ кДж/кг}, \quad (2.4)$$

где h_k – энтальпия конденсата (определяется по таблицам воды и водяного пара на линии насыщения при давлении p_1).

Количество теплоты, подведённое при вторичном перегреве:

$$q_{\text{вп}} = h_8 - h_7, \text{ кДж/кг} \quad (2.5)$$

Количество теплоты, подведённое в цикле:

$$q_{\text{ц}} = q_1 + q_{\text{вп}}, \text{ кДж/кг} \quad (2.6)$$

Термический КПД цикла определяется по формуле:

$$\eta_{t-ц} = (l_m - l_n) / q_{\text{ц}}, \quad (2.7)$$

где l_n - удельная работа, затраченная в питательном насосе.

$$l_n = h_4 - h_3, \text{ кДж/кг} \quad (2.8)$$

или (без учета работы насоса)

$$\eta_{t-ц} = \frac{h_1 - h_7 + h_8 - h_9}{h_1 - h_k + h_8 - h_7} \quad (2.9)$$

2.4. Расчет действительного цикла паросиловой установки с вторичным перегревом пара методом коэффициентов полезного действия

Вследствие необратимых потерь, внутренний относительный КПД турбины составляет:

$$\eta_{oi-m} = 0,85 - 0,9.$$

Действительная энтальпия пара в конце процесса расширения в ЧВД:

$$h_{7\delta} = h_1 - (h_1 - h_7) \cdot \eta_{oi-m}, \text{ кДж/кг} . \quad (2.10)$$

Действительная удельная работа пара в ЧВД турбины:

$$l_{\text{ЧВД}}^{\text{действ}} = h_1 - h_{7\delta}, \text{ кДж/кг} . \quad (2.11)$$

Действительная энтальпия пара в конце процесса расширения в ЧНД:

$$h_{9\partial} = h_8 - (h_8 - h_9)\eta_{oi_m}, \text{ кДж/кг} . \quad (2.12)$$

Действительная удельная работа пара в ЧНД турбины:

$$l_{\text{ЧНД}}^{\text{действ}} = h_8 - h_{9\partial}, \text{ кДж/кг} . \quad (2.13)$$

Удельной работой затраченной в питательном насосе пренебрегаем, вследствие ее малости.

Действительная работа цикла:

$$l_{\text{ц}}^{\text{действ}} = l_{\text{ЧВД}}^{\text{действ}} + l_{\text{ЧНД}}^{\text{действ}}, \text{ кДж/кг} . \quad (2.14)$$

Внутренний относительный КПД цикла:

$$\eta_{oi_ц} = l_{\text{ц}}^{\text{действ}} / l_{t_ц} . \quad (2.15)$$

Внутренний абсолютный КПД цикла:

$$\eta_{i_ц} = \eta_{oi_ц} \cdot \eta_{t_ц} . \quad (2.16)$$

Механический КПД турбины:

$$\eta_{\text{м_т}} = 0,97 - 0,99 .$$

Механическая работа произведенная турбиной (переданная генератору):

$$l_{\text{м_т}} = l_{\text{ц}}^{\text{действ}} \eta_{\text{м_т}}, \text{ кДж/кг} . \quad (2.17)$$

Абсолютный эффективный КПД турбоустановки:

$$\eta_{e_т} = \eta_{i_ц} \cdot \eta_{\text{м_т}} . \quad (2.18)$$

КПД электрогенератора:

$$\eta_{\text{г}} = 0,97 - 0,99 .$$

Абсолютный электрический КПД турбогенераторной установки:

$$\eta_{e_{\varepsilon}} = \eta_{\varepsilon} \cdot \eta_{e_{m}}. \quad (2.19)$$

Работа передаваемая внешнему потребителю (электроэнергия отдаваемая в сеть):

$$l_{\varepsilon} = (h_1 - h_4 + h_8 - h_{7\delta}) \cdot \eta_{e_{\varepsilon}}, \text{ кДж/кг}. \quad (2.20)$$

КПД паропровода:

$$\eta_{mn} = 0,98 - 0,99.$$

Действительная энтальпия пара в перед паропроводом:

$$h_{1_0} = \frac{h_1 - h_4}{\eta_{mn}} + h_4, \text{ кДж/кг}. \quad (2.21)$$

Потери тепла на участках турбина-конденсатор и между ступенями турбины не учитываем вследствие их малости.

КПД котлоагрегата:

$$\eta_{ka} = 0,9 - 0,93.$$

Теплота выделяющаяся при сгорании топлива в топке котла:

$$q_{ka} = \frac{h_{1_0} - h_4 + h_8 - h_{7\delta}}{\eta_{ka}}, \text{ кДж/кг}. \quad (2.22)$$

Абсолютный эффективный КПД всей паросиловой установки:

$$\eta_{e_{уст}} = \frac{l_{\varepsilon}}{q_{ka}}, \quad (2.23)$$

или

$$\eta_{e_{уст}} = \eta_{ka} \cdot \eta_{mn} \cdot \eta_{m_{m}} \cdot \eta_{\varepsilon} \cdot \eta_{oi_{\varepsilon}} \cdot \eta_{t_{\varepsilon}}. \quad (2.24)$$

2.5. Расчет действительного цикла паросиловой установки с вторичным перегревом пара эксэргетическим методом

Принимаем температуру окружающей среды (охлаждающей воды в конденсаторе) – $T_0 = 283 \text{ K}$ и температуру в топке котлоагрегата – $T_m = 2000 \text{ K}$. Работой насоса в расчетах пренебрегаем, вследствие ее малости.

Термический КПД обратимого цикла Карно осуществляемого в данном интервале температур:

$$\eta_t^{o.u.k.} = 1 - \frac{T_0}{T_m}. \quad (2.25)$$

Эксергия воды на входе в котлоагрегат:

$$e_{ex}^{ka} = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0), \text{ кДж/кг}, \quad (2.26)$$

где h_0 и s_0 – энтальпия и энтропия воды при T_0 .

Эксергия потока тепла подводимого в котлоагрегате:

$$e_{q_ex}^{ka} = q_{ka} \left(1 - \frac{T_0}{T_m} \right), \text{ кДж/кг}. \quad (2.27)$$

Эксергия пара на выходе из котлоагрегата:

$$e_{вых}^{ka} = (h_{1_0} - h_0) - T_0(s_{1_0} - s_0), \text{ кДж/кг}. \quad (2.28)$$

Потеря работоспособности в котлоагрегате:

$$\Delta L_{ka} = e_{ex}^{ka} + e_{q_ex}^{ka} - e_{вых}^{ka}, \text{ кДж/кг}. \quad (2.29)$$

Эксергия пара на входе в паропровод:

$$e_{ex}^{nn} = e_{вых}^{ka}. \quad (2.30)$$

Эксергия пара на выходе из паропровода:

$$e_{вых}^{nn} = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0), \text{ кДж/кг}. \quad (2.31)$$

Потеря работоспособности в паропроводе:

$$\Delta L_{nn} = e_{вх}^{nn} - e_{вых}^{nn}, \text{ кДж/кг} . \quad (2.32)$$

Эксергия пара на входе в ЧВД:

$$e_{вх}^{ЧВД} = e_{вых}^{nn} . \quad (2.33)$$

Эксергия пара на выходе из ЧВД:

$$e_{вых}^{ЧВД} = (h_{7\partial} - h_0) - T_0(s_{7\partial} - s_0), \text{ кДж/кг} . \quad (2.34)$$

Потеря работоспособности в ЧВД:

$$\Delta L_{ЧВД} = e_{вх}^{ЧВД} - e_{вых}^{ЧВД}, \text{ кДж/кг} . \quad (2.35)$$

Эксергия пара на входе в ЧНД:

$$e_{вх}^{ЧНД} = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0) . \quad (2.36)$$

Эксергия пара на выходе из ЧНД:

$$e_{вых}^{ЧНД} = (h_{9\partial} - h_0) - T_0(s_{9\partial} - s_0), \text{ кДж/кг} . \quad (2.37)$$

Потеря работоспособности в ЧНД:

$$\Delta L_{ЧНД} = e_{вх}^{ЧНД} - e_{вых}^{ЧНД}, \text{ кДж/кг} . \quad (2.38)$$

Потеря работоспособности в турбине с учетом полезной работы:

$$\Delta L_m = \Delta L_{ЧВД} + \Delta L_{ЧНД} - l_3, \text{ кДж/кг} . \quad (2.39)$$

Эксергия пара на входе в конденсатор:

$$e_{вх}^к = e_{вых}^{ЧНД} . \quad (2.40)$$

Эксергия воды на выходе из конденсатора:

$$e_{вых}^к = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0), \text{ кДж/кг} . \quad (2.41)$$

Потеря работоспособности в конденсаторе:

$$\Delta L_k = e_{вх}^k - e_{вых}^k, \text{ кДж/кг}. \quad (2.42)$$

Эксергетический КПД всей паросиловой установки:

$$\eta_{e_уст} = \frac{l_{\text{э}}}{e_{вх}^{ка} + e_{q_вх}^{ка} - e_{вых}^k} \eta_t^{о.ц.к.}. \quad (2.43)$$

3. РАЧЕТ И АНАЛИЗ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ЦИКЛА ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

3.1. Содержание задания

Задание предусматривает расчёт простого цикла парокомпрессионной холодильной машины (ПКХМ) и теоретического цикла ПКХМ с перегревом всасываемого пара и переохлаждением жидкого хладагента на основе следующих данных:

- хладагент;
- холодопроизводительность Q_0 , кВт;
- температура кипения t_0 , °С;
- температура конденсации t_k , °С.

Интерполяцию свойств хладагента, производимую при определении параметров в характерных точках цикла, необходимо включить в содержание расчетно-пояснительной записки. В конце расчетов необходимо привести таблицу с основными параметрами циклов и сделать ее анализ.

Следует учесть, что пар после испарителя подогревается в теплообменнике на 20°C , а жидкость переохлаждается на 10°C , т.е. $t_{\text{вс}} = t_0 + 20$; $t_{\text{п}} = t_k - 10$.

3.2. Краткие теоретические сведения

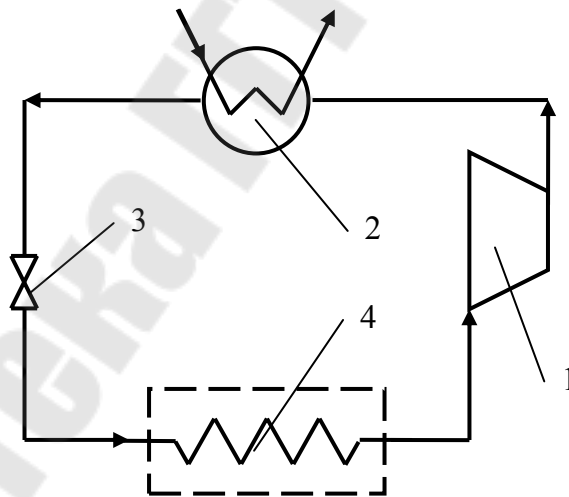


Рис. 3.1. Принципиальная схема ПКХМ: 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – регулирующий вентиль; 4 – испаритель.

В компрессоре 1 пары хладагента сжимаются, в результате чего их давление и температура повышается. Сжатые пары поступают в конденсатор 2, где они в результате охлаждения, конденсируются, т.е. превращаются в жидкость. Жидкий хладагент проходит через регулирующий вентиль 3; при этом осуществляется положительный эффект Джоуля-Томсона, т.е.

температура хладагента снижается. Регулирующий вентиль позволяет также легко регулировать подачу хладагента. После дросселирования хладагент, в виде парожидкостной смеси поступает в испаритель 4, где кипит, отбирая теплоту от охлаждаемой среды. Образующиеся при этом пары вновь всасываются компрессором, и цикл повторяется.

На рис. 3.2 показан простой цикл парокомпрессионной холодильной машины в диаграмме $T-S$ и $p-h$.

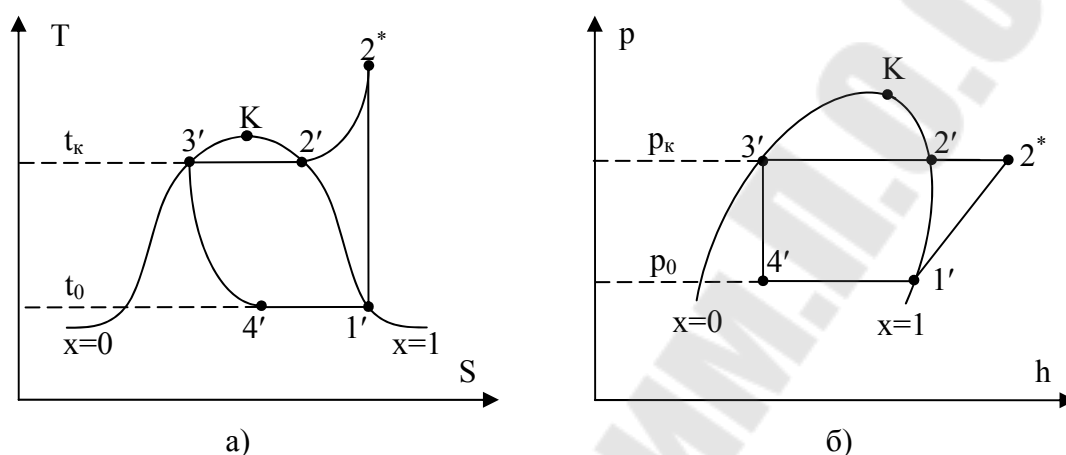


Рис. 3.2. Простой цикл ПКХМ

Простым циклом ПКХМ считается такой теоретический цикл, в котором пары хладагента выходят из испарителя и поступают в компрессор в состоянии насыщения. Параметры жидкого хладагента в простом цикле не изменяются при прохождении через трубопровод от конденсатора к регулирующему вентилю, и жидкость перед регулирующим вентилем находится в состоянии насыщения при давлении и температуре конденсации.

Но на практике такой цикл осуществляется очень редко. После кипения жидкого хладагента в испарителе насыщенный пар продолжает поглощать теплоту, в результате чего он перегревается до поступления в компрессор. Таким образом, в действительности компрессор работает «сухим ходом», т.е. всасывается перегретый пар. При всасывании перегретого пара подогрев его в результате теплообмена с нагретыми элементами компрессором менее интенсивен по сравнению с сухим насыщенным, а тем более влажным паром. В результате, снижение холодопроизводительности при сухом ходе будет меньше, чем при влажном ходе, так как удельный объем всасываемого пара увеличивается незначительно. Кроме того, при сухом ходе компрессора исключена возможность гидроудара в цилиндрах. Влияние перегрева всасываемого пара на холодопроизводительность холодильной машины и холодильный коэффициент зависит от способа и места перегрева пара, а так же от того, создаёт ли полезное охлаждение теплота, поглощенная паром при его перегреве. Если перегрев пара происходит во всасывающем трубопроводе вне охлаждаемого объема, то теплота погло-

щается из окружающей среды и полезного охлаждения не происходит. Такой перегрев снижает холодильный коэффициент машины. Перегрев пара во всасывающем трубопроводе предотвращается теплоизоляцией. Перегрев пара в охлаждаемом объёме происходит в конце испарителя или во всасывающем трубопроводе, смонтированном в этом пространстве, или в том и другом месте сразу. Необходимо отметить, что независимо от повышения холодильного коэффициента цикла, перегрев всасываемого пара в испарителе не экономичен, и его всегда необходимо ограничить до величины, требуемой для нормальной работы регулирующего вентиля. Поэтому избыточный перегрев всасываемого пара в испарителе излишне снижает его производительность и приводит к работе испарителя при более низкой температуре кипения, или к необходимости применения более крупного испарителя для обеспечения требуемой производительности. Определённый участок всасывающего трубопровода часто монтируют в охлаждаемом пространстве, единственным назначением которого является перегрев всасываемого пара. Этот участок трубопровода позволяет больше заполнять испаритель жидким хладагентом. Таким образом, создаётся возможность перегрева всасываемого пара в охлаждаемом пространстве с увеличением холодильного коэффициента цикла и более полного использования поверхности испарителя.

Необратимые потери, которые возникают при дросселировании, можно уменьшить, применив переохлаждение жидкого хладагента перед регулирующим вентилем. Жидкий хладагент может переохлаждаться в ресивере, или при прохождении через жидкостный трубопровод, отдавая теплоту окружающему воздуху. В некоторых случаях применяют специальный переохладитель. Теоретический цикл ПКХМ с перегревом и переохлаждением хладагента показан на рис. 3.3.

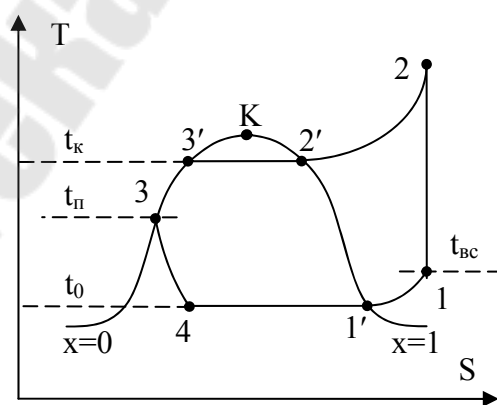


Рис. 3.3. Теоретический цикл ПКХМ с перегревом всасываемого пара и переохлаждением жидкого хладагента

Параметры хладагентов определяются по таблицам насыщенных и перегретых паров.

По таблицам насыщенных паров определяют давления p_0 и p_k и все другие параметры точек, расположенных на пограничных кривых (точки 1', 2', 3', 3) по температурам t_0 , t_k и t_n . При этом нужно иметь в виду, что давление в точке 3 равно давлению p_k .

По таблицам перегретых паров определяют параметры точек 1, 2* и 2. в этой области параметры (v_1 , h_1 , s_1) точки 1 находят по давлению p_0 и температуре $t_{вс}$.

Параметры точки 2* (t_{2*} , h_{2*}) находят из таблицы перегретых паров по давлению p_k и энтропии $s_{1'}$.

Параметры точки 2 (t_2 , h_2) находят так же по таблицам перегретых паров по давлению p_k и энтропии s_1 .

Параметры точки 4 по таблицам не определяют, так как в процессе дросселирования 3-4 $h_4 = h_3$, а h_3 определяется из таблиц насыщенных паров.

3.3. Расчет простого цикла ПКХМ

Удельная массовая холодопроизводительность хладагента:

$$q_0 = h_{1'} - h_{4'}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.1)$$

где $h_{1'}$, $h_{4'}$ - энтальпии сухого насыщенного пара в точке 1' и влажного пара в точке 4'.

Удельная работа, затраченная на сжатие хладагента в компрессоре:

$$l_k = h_{2*} - h_{1'}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.2)$$

где h_{2*} - энтальпия перегретого пара в точке 2*.

Удельная теплота, отводимая от хладагента в конденсаторе:

$$q = h_{2*} - h_{3'}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.3)$$

или

$$q = q_0 + l_k, \text{ кДж/кг}, \quad (3.4)$$

где $h_{3'}$ - энтальпия жидкого хладагента в точке 3'.

Холодильный коэффициент цикла:

$$\varepsilon = q_0 / l_k. \quad (3.5)$$

Массовый расход хладагента (массовая подача компрессора):

$$M = Q_0 / q_0, \text{ кг} / \text{с} . \quad (3.6)$$

Удельная объемная холодопроизводительность всасываемых паров:

$$q_v = q_0 / v_1', \text{ кДж} / \text{м}^3 \quad (3.7)$$

где v_1' - удельный объем сухого насыщенного пара хладагента, всасываемого компрессором, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Объемная подача компрессора, $\text{м}^3/\text{с}$,

$$V = M \cdot v_1' = Q_0 / q_v, \text{ м}^3 / \text{с} . \quad (3.8)$$

Теоретическая мощность компрессора:

$$N_T = M \cdot l_k, \text{ Вт} . \quad (3.9)$$

3.4. Расчет теоретического цикла ПКХМ с перегревом всасываемого пара и переохлаждением жидкого хладагента

Удельная массовая холодопроизводительность хладагента:

$$q_0 = h_1 - h_4, \text{ кДж} / \text{кг} , \quad (3.10)$$

где h_1 и h_4 – энтальпии соответственно перегретого (точка 1) и влажного (точка 4) пара хладагента.

Удельная работа, затраченная на сжатие хладагента в компрессоре:

$$l_k = h_2 - h_1, \text{ кДж} / \text{кг} , \quad (3.11)$$

где h_2 – энтальпия перегретого пара в точке 2.

Удельная теплота, отводимая от хладагента в конденсаторе:

$$q = h_2 - h_3, \text{ кДж} / \text{кг} , \quad (3.12)$$

или

$$q = q_0 + l_k, \text{ кДж} / \text{кг} , \quad (3.13)$$

где h_3 – энтальпия переохлаждённого жидкого хладагента в точке 3.

Холодильный коэффициент цикла:

$$\varepsilon = q_0 / l_k . \quad (3.14)$$

Массовый расход хладагента (массовая подача компрессора):

$$M = Q_0 / q_0, \text{ кг} / \text{с} \quad (3.15)$$

Удельная объемная холодопроизводительность всасываемых паров:

$$q_v = q_0 / v_1, \text{ кДж} / \text{м}^3 \quad (3.16)$$

где v_1 – удельный объем перегретых паров хладагента, всасываемых компрессором, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Объемная подача компрессора, $\text{м}^3/\text{с}$,

$$V = M \cdot v_1 = Q_0 / q_v, \text{ м}^3 / \text{с}. \quad (3.17)$$

Теоретическая мощность компрессора:

$$N_T = M \cdot l_k, \text{ Вт}. \quad (3.18)$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Кириллин В.А., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика, М.: «Энергия», 1985, 468 с.
2. Бэр Г.Д. Техническая термодинамика. М.: «Мир», 1977, 518 с.
3. Вукалович М.П., Новиков Н.И. Техническая термодинамика, М.: «Энергия», 1972, 480 с.
4. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача, М.: «Высшая школа», 1980, 469 с.
5. Дрыжаков Е.В. и др./ Под ред. В.И.Крутова. Техническая термодинамика. М.: «Высшая школа», 1971, 420 с.
6. Андрианов и др. Сборник задач по технической термодинамике, М.: «Высшая школа», 1971, 240 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЦИКЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	3
1.1. Содержание задания.....	3
1.2. Краткие теоретические сведения.....	3
1.3. Расчет циклов ДВС.....	6
2. РАСЧЕТ И АНАЛИЗ ЦИКЛА ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ.....	13
2.1. Содержание задания.....	13
2.2. Краткие теоретические сведения.....	13
2.3. Расчет теоретического цикла ПСУ с вторичным перегревом пара.....	14
2.4. Расчет действительного цикла паросиловой установки с вторичным перегревом пара методом коэффициентов полезного действия.....	15
2.5. Расчет действительного цикла паросиловой установки с вторичным перегревом пара эксергетическим методом.....	18
3. РАЧЕТ И АНАЛИЗ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ЦИКЛА ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ.....	21
3.1. Содержание задания.....	21
3.2. Краткие теоретические сведения.....	21
3.3. Расчет простого цикла ПКХМ.....	24
3.4. Расчет теоретического цикла ПКХМ с перегревом всасываемого пара и переохлаждением жидкого хладагента.....	25
ЛИТЕРАТУРА.....	27

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Пособие

**по выполнению курсовой работы
для студентов специальности 1-43 01 05
«Промышленная теплоэнергетика»**

Авторы-составители: **Новиков** Михаил Николаевич
Овсянник Анатолий Васильевич
Дробышевский Дмитрий Анатольевич

Подписано в печать 02.10.06.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.

Цифровая печать. Усл. печ. л. 1,63. Уч. - изд. л. 1,5.

Изд. № 131.

E-mail: ic@gstu.gomel.by

<http://www.gstu.gomel.by>

Отпечатано на МФУ XEROX WorkCentre 35 DADF
с макета оригинала авторского для внутреннего использования.
Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П.О. Сухого».
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48, т. 47-71-64.