



Министерство образования Республики Беларусь

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

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

## **НАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ**

**ПРАКТИЧЕСКОЕ РУКОВОДСТВО  
к контрольной работе для студентов  
заочного отделения специальности 43 01 05  
«Промышленная теплоэнергетика»  
(Т.01.02.00 «Теплоэнергетика»)**

Гомель 2005

УДК 621.65;621.574(075.8)  
ББК 31.36;31.363;31.365я73  
Н16

Авторы-составители: *Н.А. Вальченко*  
*Д.А. Дробышевский*  
*А.Б. Танцури*

Рецензент: канд. физико-матем. наук, доц. каф. «Физика» ГГТУ им. П.О. Сухого  
*А.И. Кравченко*

**Нагнетатели** и тепловые двигатели: практ. рук. к контрол. работе для студентов заоч. отделения специальности 43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» (Т.01.02.00 «Теплоэнергетика») /Авт.-сост.: Н.А. Вальченко, Д.А. Дробышевский, А.Б. Танцури. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2005. – 40 с.

Практическое руководство охватывает основные разделы курса «Нагнетатели и тепловые двигатели».

Предназначено для студентов третьего курса заочной формы обучения специальности 43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» (Т.01.02.00 «Теплоэнергетика»).

УДК 621.65;621.574(075.8)  
ББК 31.36;31.363;31.365я73

## ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### 1. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

#### 1.1. Мощность насоса и КПД

Полезная мощность насоса – мощность (секундная энергия), сообщаемая насосом среде и определяемая зависимостью:

$$N_{\text{ПОЛЕЗ}} = \frac{\rho g Q H}{1000}, \text{ кВт.} \quad (1.1)$$

Мощность насоса на валу:

$$N_{\text{ВАЛ}} = \frac{N_{\text{ПОЛЕЗ}}}{\eta} = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт.} \quad (1.2)$$

где  $\eta$  – полный КПД насоса, который для современных машин лежит в пределах  $\eta = 0,75-0,92$ .

Полный КПД насоса:

$$\eta = \eta_0 \eta_{\Gamma} \eta_{\text{МЕХ}}, \quad (1.3)$$

где  $\eta_0$  – объемный КПД,  $\eta_0 = 0,96 \div 0,98$ ;

$\eta_{\Gamma}$  – гидравлический КПД,  $\eta_{\Gamma} = 0,8 \div 0,96$ ;

$\eta_{\text{МЕХ}}$  – механический КПД,  $\eta_{\text{МЕХ}} = 0,92 \div 0,99$ .

#### 1.2. Высота всасывания центробежного насоса

Коэффициент быстроходности:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (1.4)$$

Критическая высота всасывания:

$$H_{\text{ВС}}^{\text{КВ}} = H_{\text{КАВ}} - 10 \left[ \frac{n \sqrt{Q}}{c} \right]^{4/3}, \quad (1.5)$$

где  $H_{\text{КАВ}} = \frac{P_0 - P_{\text{НАС}}}{\rho g}$ ;

$P_0$  – давление на нижнем уровне;

$P_{\text{НАС}}$  – давление насыщения среды;

$c$  – критерий кавитационного подобия насоса, определяемый стойкостью насоса к кавитационным явлениям и лежит в пределах  $500 \div 1500$ .

Работа насоса практически недопустима при  $H_{\text{BC}}^{\text{KB}}$ , потому что малейшее случайное понижение давления в потоке повлечет за собой развитие кавитации и срыв работы насоса.

Нормальная работа насоса может быть обеспечена только при допустимой высоте всасывания  $H_{\text{BC}}^{\text{ДОП}} < H_{\text{BC}}^{\text{KP}}$ . Надежность работы насоса в кавитационном смысле обеспечивается обычно запасом около 25 % ( $H_{\text{КАВ}} - H_{\text{BC}}^{\text{KP}}$ ), т. е.:

$$H_{\text{BC}}^{\text{ДОП}} = H_{\text{BC}}^{\text{KP}} - 0,25(H_{\text{КАВ}} - H_{\text{BC}}^{\text{KP}}). \quad (1.6)$$

Допустимая высота всасывания существенно зависит от температуры жидкости и при высоких температурах жидкости  $H_{\text{BC}}^{\text{ДОП}}$  может быть отрицательной, что указывает на необходимость расположения уровня всасываемой жидкости выше оси насоса.

Допустимая геометрическая высота всасывания:

$$H_{\Gamma}^{\text{ДОП}} = H_{\text{BC}}^{\text{ДОП}} - \sum h_{\text{BC}} - \frac{c_{\text{BC}}^2}{2g} - \frac{D_1}{2}, \quad (1.7)$$

где  $\sum h_{\text{BC}}$  – потери напора во всасывающем трубопроводе;

$c_{\text{BC}}$  – скорость среды во всасывающем трубопроводе;

$D_1$  – диаметр рабочего колеса на входе.

## 2. РАСЧЕТ РАБОТЫ СЖАТИЯ И РАСШИРЕНИЯ

### 2.1. Работа сжатия в компрессоре

Сжатие газа в компрессоре складывается из следующих процессов (рис. 1):

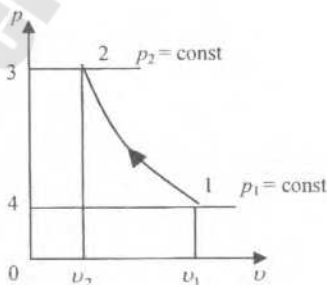


Рис. 1. Процесс сжатия газа в компрессоре:  
1-2 – сжатие газа; 2-3 – выталкивание газа; 3-4 – снижение давления газа от  $p_2$  до  $p_1$ ; 4-1 – всасывание газа

Процесс сжатия газа 1-2 может быть:

- Изотермическим ( $pv = \text{const}$ ).
- Адиабатным ( $pv^k = \text{const}$ ).
- Политропным ( $pv^n = \text{const}$ ).

Работа, расходуемая на сжатие 1 кг газа в компрессоре, равна

$$l_{\text{сж}} = l_{2-3} + l_{1-2} - l_{4-1}, \quad (2.1)$$

где  $l_{2-3} = p_2 v_2$ ;  $l_{4-1} = p_1 v_1$ ;

$$l_{1-2} = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.2)$$

Используя эти соотношения, получим формулы для расчета работы одноступенчатого компрессора:

- при политропном сжатии:

$$l_{\text{полит}} = \frac{n p_1 v_1}{n-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]; \quad (2.3)$$

- при адиабатном сжатии:

$$l_{\text{ад}} = \frac{k p_1 v_1}{k-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]; \quad (2.4)$$

- при изотермическом сжатии:

$$l_{\text{изот}} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (2.5)$$

Работа компрессора при адиабатном сжатии может быть подсчитана и иным путем:

$$l_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) \quad (2.6)$$

или:

$$l_{\text{ад}} = \frac{k R}{k-1} (T_2 - T_1), \quad (2.7)$$

так как  $k = \frac{c_p}{c_v}$  и  $R = c_p - c_v$ , то:

$$l_{\text{ад}} = c_p (T_2 - T_1) \quad (2.8)$$

и, следовательно:

$$l_{\text{ад}} = h_2 - h_1. \quad (2.9)$$

На рис. 2 и 3 совмещены, для сравнения, три термодинамических процесса сжатия газа в одноступенчатом компрессоре: адиабатный 1-2'', политропный 1-2, когда газ в процессе сжатия охлаждается, и изотермический 1-2', если в процессе сжатия температура газа сохраняется неизменной за счет интенсивного охлаждения стенок цилиндра компрессора охлаждающей жидкостью.

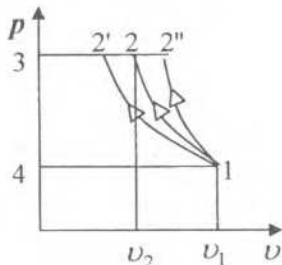


Рис. 2. Различные виды процессов сжатия газа в  $p$ - $v$  диаграмме

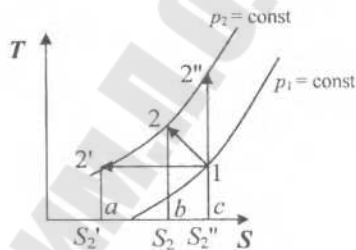


Рис. 3. Различные виды процессов сжатия газа в  $T$ - $S$  диаграмме

На практике, как правило, процесс сжатия является политропным с показателем политропы  $1 < n < \kappa$ .

При политропном сжатии 1-2 теплообмен характеризуется площадью  $c$ -1-2- $b$  и может быть приближенно подсчитан по формуле:

$$q \approx \frac{T_1 + T_2}{2} (S_2 - S_1). \quad (2.10)$$

При изотермическом сжатии  $T_2 = T_1$ , поэтому площадь

$$(c - 1 - 2_1 - a) = q = T(S_2 - S_1). \quad (2.11)$$

Как известно, на  $T$ - $S$  диаграмме площадь под изобарой дает численное значение энтальпии, поэтому при адиабатном сжатии изменение энтальпии  $\Delta h$  выражается площадью  $c$ -2''-2'- $a$ .

Приближенно при адиабатном сжатии:

$$l_{\text{сж}} = \Delta h = h_{2_2} - h_1 \approx \frac{T_{2_2} - T_1}{2} (S_1 - S_{2_1}). \quad (2.12)$$

При политропном сжатии изменение энтальпии выражается площадью  $b$ -2-2'- $a$ , поэтому:

$$\Delta h = h_2 - h_1 \approx \frac{T_2 + T_1}{2} (S_1 - S_2) \quad (2.13)$$

и тогда с учетом (2.10) и выражением  $q = \Delta h + l_k$  получим работу сжатия при политропном процессе:

$$l_{\text{полит}} \approx \frac{T_2 + T_1}{2} (S_1 - S_2), \quad (2.14)$$

при изотермическом сжатии  $h_{2'} = h_1$ , поэтому:

$$l_{\text{изот}} = T_1 (S_1 - S_{2'}). \quad (2.15)$$

Полученные формулы дают возможность использовать  $T$ - $S$  диаграмму при расчете процесса сжатия газа в одноступенчатом компрессоре.

## 2.2. Работа расширения

Работа расширения может совершаться в следующих процессах (рис. 4, 5):

- изотермический (процесс 1-2');
- адиабатный (процесс 1-2'');
- политропный (процесс 1-2''').

В изотермическом процессе вся сообщенная газу теплота затрачивается на совершение внешней работы, поэтому в  $T$ - $S$  диаграмме площадь под изотермическим процессом (1-2') численно равна теплообмену рабочего тела с внешней средой и равна внешней работе, т. е.:

$$l_{\text{изот}} = q = T_1 (S_2 - S_1). \quad (2.16)$$

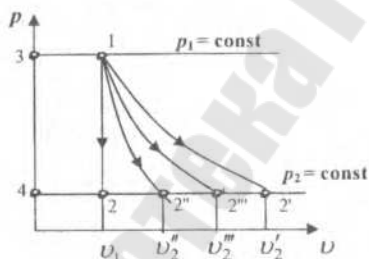


Рис. 4. Процессы расширения газа в  $p$ - $v$  диаграмме

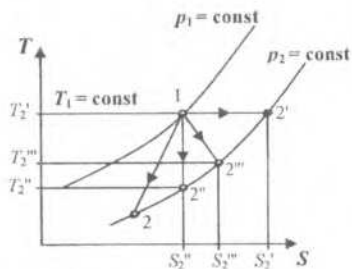


Рис. 5. Процессы расширения газа в  $T$ - $S$  диаграмме

При изотермическом расширении газа внешняя работа характеризуется площадью 1-2<sub>1</sub>-4-3 и равна:

$$l_{\text{изот}} = RT \ln \frac{p_1}{p_2} = RT \ln \frac{v_{2_1}}{v_1}. \quad (2.17)$$

В адиабатном процессе (1-2'' на T-S диаграмме)  $dq = 0$  и из уравнения первого закона термодинамики следует, что внешняя работа совершается за счет падения энтальпии рабочего тела:

$$dq = dh - v dp;$$

$$dq = 0;$$

$$l_{\text{ад}} = - \int_1^{2''} v dp$$

при  $c_p = \text{const}$ :

$$l_{\text{ад}} = - \int_1^{2''} dh = h_1 - h_{2''} = c_p (T_1 - T_{2''}).$$

При адиабатном расширении газа внешняя работа характеризуется площадью 1-2'' - 4-3 и определяется по формулам:

$$\begin{aligned} l_{\text{ад}} &= \frac{kR}{k-1} (T_1 - T_2) = \\ &= \frac{k}{k-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \end{aligned} \quad (2.18)$$

Измерение энтальпии рабочего тела в политропном процессе при  $c_p = \text{const}$  в интервале температур от  $T_1$  до  $T_2$  определяется по формуле:

$$\Delta h = h_{2'''} - h_1 = C_p (T_{2'''} - T_1). \quad (2.19)$$

При политропном расширении газа внешняя работа характеризуется площадью 1-2''' - 4-3 ( $1 < n < k$ ) и может быть вычислена по формулам:

$$\begin{aligned} l_{\text{полит}} &= \frac{nR}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{n}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \right] = \\ &= \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \end{aligned} \quad (2.20)$$

Теплоемкость политропного процесса:

$$C = C_v \frac{n-k}{n-1}. \quad (2.21)$$



Доля теплоты, идущей на совершение внешней работы, составит:

$$\varphi = \frac{dh}{dq} = 1 - \frac{du}{dq} = 1 - \frac{n-1}{n-k} = \frac{1-k}{n-k}. \quad (2.22)$$

### 2.3. Основные рабочие параметры компрессоров

Степень повышения давления в компрессоре:

- по статическим параметрам  $\varepsilon_k = \frac{P_k}{P_H}$ ;
- по параметрам торможения  $\varepsilon_k^* = \frac{P_k^*}{P_H}$ .

Мощность, потребляемая компрессором, кВт:

- для неохлаждаемых компрессоров

$$N_e = \frac{G \cdot I_{ад}}{1000 \eta_{ад}}; \quad (2.23)$$

- для охлаждаемых компрессоров

$$N_e = \frac{G \cdot I_{изот}}{1000 \eta_{изот}}, \quad (2.24)$$

где  $I_{ад}$  и  $I_{изот}$  — адиабатная (изоэнтропная) и изотермическая работы.

Для оценки эффективности неохлаждаемых компрессоров и отдельных его ступеней используется также политропный КПД.

$$\eta_{полит} = \frac{I_{полит}}{I_{теор}}; \quad (2.25)$$

$$\eta_{полит} = \frac{G \cdot I_{полит}}{1000 N_e}, \quad (2.26)$$

где  $I_{полит}$  — политропная работа, кДж/кг.

### 2.4. Потери энергии вследствие газового удара и волновых явлений в коммуникации

В газовом тракте компрессора наблюдаются потери, связанные с пульсирующим характером потока, вызывающим удар и волновое движение газа.

В момент начала всасывания или нагнетания, заключенный в трубопроводе газ, если не учитывать его колебательного движения, находится в состоянии покоя. Но скорость поршня в этот момент выражается некоторой конечной величиной. По этой причине возникает газовый удар с обра-

зованием скачка давления  $\Delta p$ , отрицательного при всасывании и положительного при нагнетании. Скачок давления распространяется вдоль трубопровода – от цилиндра до емкости или до открытого конца у выхода в атмосферу (всасывающий трубопровод воздушного компрессора).

Рассмотрим образование скачка давления при нагнетании, допуская, что в момент его начала весь газ в нагнетательном трубопроводе имеет нулевую скорость, и, что нагнетательный клапан открывается мгновенно и полностью. За время  $dt$  с момента начала нагнетания приходит в движение только элементарный слой газа  $dl$ , масса которого при плотности  $\rho$  и площади сечения трубопровода  $f$  равна  $\rho f dl$ . По закону о количестве движения имеем

$$\Delta p f dt = \rho f c_T dl,$$

где  $c_T$  – скорость газа, поступающего в трубопровод, м/сек.

Отсюда скачок давления  $\Delta p$  ( $\text{Н/м}^2$ )

$$\Delta p = \rho \frac{dl}{dt} c_T.$$

Отношение  $\frac{dl}{dt}$  представляет собой скорость распространения давления, которая, как известно, равна скорости звука  $c_{зв}$  в неподвижном газе, сложной со скоростью поступательного движения газа в трубопроводе. Но последняя относительно мала и в компрессорных установках она обычно не более 10 % скорости звука. Пренебрегая ее величиной, находим:

$$\Delta p = \rho c_{зв} c_T. \quad (2.27)$$

Формула (2.27) была выведена Н.Е. Жуковским для гидравлического удара, но справедлива также и для газового удара.

Сложность задачи вычисления мощности, затрачиваемой при газовом ударе, заставляет ограничиться приближенным решением. Допускаем, что потеря работы при ударе  $\Delta L_{уд}$  равна ее затрате на создание разгонного импульса, т. е. образование первой полуволны. Тогда потеря  $\Delta L_{уд}$  (Дж)

$$\Delta L_{уд} = \int_{S_1}^{S_2} \Delta p F dS, \quad (2.28)$$

где  $S_1$  – положение поршня в начале всасывания или нагнетания;

$S_2$  – новое положение поршня к концу первой фазы колебания, определяемое по перемещению поршня за время пробега волны в прямом и обратном направлениях;

$F$  – площадь поршня,  $\text{м}^2$ .

Заменив в формуле (2.27) величину  $\rho$ , из соотношения

$$\rho = \frac{1}{\nu} = \frac{k \cdot p}{k \cdot R \cdot T} = \frac{k \cdot p}{c_{зв}^2} \quad (2.29)$$

имеем:

$$\Delta p = k \cdot p \frac{c_T}{c_{зв}},$$

где  $k$  – показатель адиабаты;

$p$  – номинальное давление газа, Н/м<sup>2</sup>.

Мгновенную скорость  $c_T$  в трубопроводе выражаем через мгновенную скорость поршня  $c$ :

$$c_T = \frac{F}{f} c,$$

где  $F$  – площадь поршня, м<sup>2</sup>;

$f$  – площадь сечения трубопровода, м<sup>2</sup>.

Заменяя в формуле (2.28) величину  $\Delta p$  его выражением, находим:

$$\Delta L_{уд} = \int_{S_1}^{S_2} k \cdot p \frac{F^2}{f} \cdot \frac{c}{c_{зв}} dS.$$

Мгновенная скорость поршня  $c$  зависит от угла поворота кривошипа

$$c = \frac{S\omega}{2} \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right).$$

В зависимости от  $\varphi$  находится и  $\Delta S$ :

$$dS = c \cdot dt = c \frac{d\varphi}{\omega} = \frac{S}{2} \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi.$$

Следовательно,

$$\Delta L_{уд} = k \cdot p \frac{F^2}{f} \cdot \frac{S^2 \omega^2}{4 c_{зв}} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)^2 d\varphi. \quad (2.30)$$

Пользуясь выражением (2.30), определяем потерю мощности  $\Delta N_{уд} = \Delta L_{уд} \cdot n$ , (Вт), вызываемую газовым ударом. Подставляя значения

$S = \frac{c_{ср}}{2n}$  и  $\omega = 2\pi n$ , получаем:

$$\Delta N_{\text{уд}} = k \cdot p \frac{F^2}{f} \cdot \frac{c_{\text{сп}}^2}{c_{\text{зв}}} (A_2 - A_1), \quad (2.31)$$

$$\text{где } A_2 - A_1 = \frac{\pi}{8} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)^2 d\varphi,$$

$c_{\text{зв}}$  – скорость звука при средней температуре по длине трубопровода, м/сек.

Величины  $A_1$  и  $A_2$  находятся по графику [6], причем  $A_1$  определяется по углу поворота кривошипа  $\varphi_1$  в момент начала всасывания или нагнетания, а  $A_2$  – по углу  $\varphi_2$  в конце первой фазы колебания. Угол  $\varphi_1$  равен: для полости цилиндра со стороны крышки – при всасывании  $180^\circ - \varphi_{\text{вс}}$  и при нагнетании  $360^\circ - \varphi_{\text{н}}$ ; для полости цилиндра со стороны вала – при всасывании  $360^\circ - \varphi_{\text{вс}}$  и при нагнетании  $180^\circ - \varphi_{\text{н}}$  ( $\varphi_{\text{вс}}$  и  $\varphi_{\text{н}}$  – углы поворота вала за время всасывания и нагнетания, определяемые по номограмме рис. VI.9 [6]).

Угол  $\varphi_2$  находится по формуле

$$\varphi_2 = \varphi_1 + 57,3 \omega \cdot \frac{2l}{c_{\text{зв}}}, \quad (2.32)$$

где  $l$  – длина трубопровода до выхода в атмосферу или в емкость, м;

$\omega$  – угловая скорость вращения вала компрессора, рад/сек.

Задача вычисления потерь энергии в межступенчатых линиях усложняется тем, что в случаях, когда нагнетание в межступенчатую линию и всасывание оттуда происходит одновременно, энергия разгона ударных волн обеих ступеней частично возвращается.

В расчетах потери мощности в межступенчатых линиях можно учитывать лишь удар, возникающий под влиянием нагнетающей ступени. Если перед цилиндром следующей ступени, т. е. на другом конце межступенчатой линии находится достаточно большая емкость (например, масловлагодотделитель), то для определения угла  $\varphi_2$  следует пользоваться формулой (2.32), подставляя в качестве  $l$  – расстояние от нагнетающей ступени до емкости и вычисляя  $c_{\text{зв}}$  по осредненной температуре газа.

Общая потеря мощности в ступени равна сумме потерь по полостям, а в компрессоре – сумме потерь по ступеням.

Радикальными средствами снижения потери энергии от газового удара является устройство буферных емкостей на линиях всасывания и нагнетания каждой ступени, расположенных непосредственно у цилиндра. Расчетная длина трубопровода  $l$ , измеряемая расстоянием от цилиндра до емкости, в этом случае сокращается во много раз, и примерно в том же отношении уменьшается потеря энергии, вызываемая газовым ударом. Роль буферных емкостей особенно велика в случае длинных трубопроводов, а также при наличии холодильников типа «труба в трубе» или змеевиковых.

Если необходимо располагать буферные емкости на некотором расстоянии от цилиндров (например, в холодильнике), примыкающие к цилиндру трубопроводы должны быть увеличенного диаметра. Всасывающие трубы воздушных компрессоров следует выполнять по возможности короткими.

### 3. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ ПАРА В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Измерение параметров пара в ступени турбины в основном определяется соотношением проходных сечений соплового аппарата и рабочего колеса. В активной ступени (рис. 6) давление  $p_1$  перед рабочими лопатками равно давлению  $p_2$  за ними. Если  $p_1 > p_2$ , то ступень турбины будет реактивной (рис. 7). На рисунках 6 и 7 показаны процессы изэнтропного расширения пара в активной и реактивной ступенях турбины.

Степень реактивности ступени:

$$\rho = \frac{h_1 - h_2}{h_0 - h_2} \quad (3.1)$$

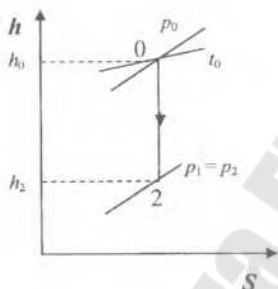


Рис. 6. Процесс изэнтропного расширения пара в активной ступени турбины:

0-2 – теоретический процесс расширения пара в турбине

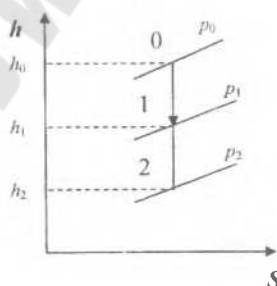


Рис. 7. Процесс изэнтропного расширения пара в реактивной ступени турбины:

0-1 – теоретический процесс расширения пара в сопловой решетке турбины;  
1-2 – теоретический процесс расширения пара в рабочей решетке турбины;  
0-2 – теоретический процесс расширения пара в турбине

Удельная работа  $l_T$  турбины:

$$l_T = h_0 - h_2 \quad (3.2)$$

Значение энтальпий  $h_0$  и  $h_2$  определяется с помощью  $h$ - $s$  диаграммы по известным параметрам на входе ( $p_0, t_0$ ) и выходе ( $p_2$ ).

На рис. 8 показаны треугольники скоростей ступени турбины.

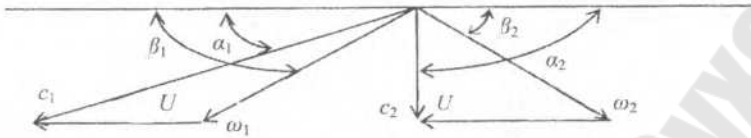


Рис. 8. Треугольники скоростей турбинной ступени:  $u$  – окружная скорость лопатки;  $c_1$  и  $c_2$  – абсолютные скорости пара или газа на входе на лопатку и выходе с лопатки;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – углы векторов скоростей с плоскостью лопаточного колеса турбины;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – относительные скорости пара или газа на лопатке со стороны входа и выхода;  $\beta_1$  и  $\beta_2$  – углы векторов скоростей с плоскостью колеса, являющие одновременно углами входной и выходной кромки лопатки

### 3.1. Характеристика рабочего процесса турбин

Действительная скорость пара или газа на выходе из сопла:

$$c_D = \varphi \cdot c_i, \text{ м/сек}, \quad (3.3)$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости сопла ( $\varphi = 0,92-0,98$ ).

Действительный расход пара или газа через сопло:

$$m_D = \mu \cdot m_i, \text{ кг/сек}, \quad (3.4)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода ( $\mu = 0,91-0,97$ ).

Полный располагаемый теплоперепад для ступени паровой или газовой турбины:

$$\Delta h_0 = h_0 - h_2 + \frac{c_0^2}{2000}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.5)$$

где  $c_0$  – скорость пара или газа перед соплами, м/сек;

$\Delta h_0$  – располагаемый теплоперепад турбины, кДж/кг.

Для ступени газовой турбины полный располагаемый теплоперепад можно определять по формуле:

$$\Delta h_0 = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \text{ кДж/кг}, \quad (3.6)$$

где  $p_0$ ,  $T_0$  – начальные параметры газа перед ступенью турбины с учётом начальной скорости.

Теоретическая работа 1 кг рабочего тела, проходящего через лопатки турбины:

$$l_{\text{теор}} = u(c_1 \cdot \cos \alpha_1 + c_2 \cdot \cos \alpha_2) = u(\omega_1 \cdot \cos \beta_1 + \omega_2 \cdot \cos \beta_2), \text{ Дж/кг}, \quad (3.7)$$

где  $u$  – окружная скорость лопатки, м/сек;

$c_1$  и  $c_2$  – абсолютные скорости пара или газа на входе и выходе с лопатки, м/сек;

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – углы векторов скоростей с плоскостью лопаточного колеса турбины;

$\omega_1$  и  $\omega_2$  – относительные скорости пара или газа на лопатке со стороны входа и выхода, м/сек;

$\beta_1$  и  $\beta_2$  – углы векторов скоростей с плоскостью колеса, являющиеся одновременно углами входной и выходной кромок лопатки.

Величины углов определяются построением треугольников скоростей для ступени турбины.

Относительная скорость  $\omega_1$  при входе потока на лопатку равна:

$$\omega_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cdot \cos \alpha_1}, \text{ м/сек}, \quad (3.8)$$

где  $u = \frac{\pi d n}{60}$ , м/сек, – окружная скорость лопатки, расположенной на среднем диаметре  $d$ , м, и вращающейся с частотой вращения вала  $n$ , об/мин;

$\alpha_1$  – угол наклона сопла к плоскости колеса или угол между вектором скорости  $c_1$  и плоскостью колеса.

Относительная скорость  $\omega_2$  на выходе с лопатки активной ступени:

$$\omega_2 = \psi \cdot \omega_1, \text{ м/сек}, \quad (3.9)$$

где  $\psi$  – коэффициент скорости на лопатке ( $\psi = 0,8-0,9$ ).

Если ступень реактивная, то в соплах срабатывает теплоперпад  $\Delta h_c$  и на лопатках  $\Delta h_l$ :

$$\Delta h_0 = \Delta h_c + \Delta h_l = h_0 - h_2, \text{ кДж/кг}, \quad (3.10)$$

где  $h_2$  – энтальпия после адиабатного расширения в ступени до давления на выходе с лопаток реактивной ступени, кДж/кг.

Скорость при входе на лопатки реактивной ступени:

$$c_1 = 44,8 \cdot \varphi \sqrt{(h_0 - h_2)(1 - \rho) + \left(\frac{c_0}{44,8}\right)^2}, \text{ м/сек}. \quad (3.11)$$

Относительная скорость на выходе из лопаток:

$$c_1 = 44,8 \cdot \psi \sqrt{\rho(h_c - h_2) + \left(\frac{\omega_1}{44,8}\right)^2}, \text{ м/сек.} \quad (3.12)$$

#### 4. Двигатели внутреннего сгорания

Индикаторная мощность двигателя:

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n \cdot k \cdot z}{600}, \text{ кВт,} \quad (4.1)$$

где  $p_i$  – среднее индикаторное давление, бар;

$V_h$  – рабочий объём цилиндра, л;

$n$  – частота вращения вала, об/мин;

$k$  – коэффициент, учитывающий тактность двигателя ( $k = 0,5$  – для четырёхтактных,  $k = 1$  – для двухтактных);

$z$  – число цилиндров.

Среднее индикаторное давление:

$$p_i = \frac{L_i}{10^2 \cdot V_h} = \frac{f}{l \cdot m}, \text{ бар,} \quad (4.2)$$

где  $L_i$  – индикаторная работа цилиндра за один цикл, Дж;

$f$  – площадь индикаторной диаграммы, мм<sup>2</sup>;

$l$  – длина основания (базы индикаторной диаграммы), мм;

$m$  – масштаб давлений диаграммы, мм/бар.

Индикаторная мощность может быть определена по формуле:

$$N_i = Q_T \cdot \eta_i, \text{ кВт,} \quad (4.3)$$

где  $Q_T$  – расход тепла, кДж/сек;

$\eta_i$  – индикаторный КПД двигателя.

Эффективная мощность двигателя:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m, \text{ кВт,} \quad (4.4)$$

где  $\eta_m$  – механический КПД двигателя.

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot k \cdot z}{600}, \text{ кВт,} \quad (4.5)$$

где  $p_e = p_i \cdot \eta_m$  – среднее эффективное давление.

Крутящий момент двигателя:

$$M_{кр} = 9550 \cdot \frac{N}{n}, \text{ Дж,} \quad (4.6)$$

где  $N$  – мощность двигателя, кВт;

$n$  – частота вращения вала, об/мин.



#### 4.1. Литровая мощность двигателя

Литровой мощностью двигателя  $N_l$  (кВт/м<sup>3</sup>) называют отношение эффективной мощности  $N_e$  к литражу двигателя  $i \cdot V_h$ :

$$N_l = N_e / (i \cdot V_h). \quad (4.7)$$

#### 4.2. Индикаторный КПД и удельный индикаторный расход топлива

Экономичность действительного рабочего цикла двигателя оценивается индикаторным КПД –  $\eta_i$  и удельным индикаторным расходом топлива –  $b_i$ .

Индикаторный КПД  $\eta_i$  оценивает степень использования теплоты в действительном цикле с учетом всех тепловых потерь и представляет собой отношение теплоты, эквивалентной полезной индикаторной работе, ко всей затраченной теплоте:

$$\eta_i = N_i / (B \cdot Q_n^p), \quad (4.8)$$

где  $N_i$  – индикаторная мощность, кВт;

$B$  – расход топлива, кг/с;

$Q_n^p$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Удельный индикаторный расход топлива  $b_i$ , кг/кВт·ч представляет собой отношение расхода топлива  $B$  к индикаторной мощности  $N_i$ :

$$b_i = B \cdot 3600 / N_i. \quad (4.9)$$

#### 4.3. Эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива

Экономичность работы двигателя в целом оценивается эффективным КПД –  $\eta_e$  и удельным эффективным расходом топлива –  $b_e$ .

Эффективный КПД  $\eta_e$  оценивает степень использования теплоты топлива с учетом всех видов потерь (как тепловых, так и механических) и представляет собой отношение теплоты, эквивалентной полезной эффективной работе, ко всей затраченной теплоте;

$$\eta_e = N_e / (B Q_n^p). \quad (4.10)$$

Если известны индикаторный КПД и механический КПД, то

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (4.11)$$

Удельный эффективный расход топлива  $b_e$ , кг/кВт·ч представляет собой отношение расхода топлива  $B$  к эффективной мощности  $N_e$ :

$$b_e = B \cdot 3600 / N_e. \quad (4.12)$$

## ЗАДАЧИ НАСОСЫ

### Задача 1

Центробежный насос марки 4К-18, характеристики которого при  $n = 2900$  об/мин изображены на рис. 9, подаёт воду с температурой  $t$  в резервуар, расположенный на геометрической высоте  $H_r$ , по трубопроводу, имеющему длину  $l$ , диаметр  $d$ , эквивалентную шероховатость  $\Delta z = 0,07$  мм.

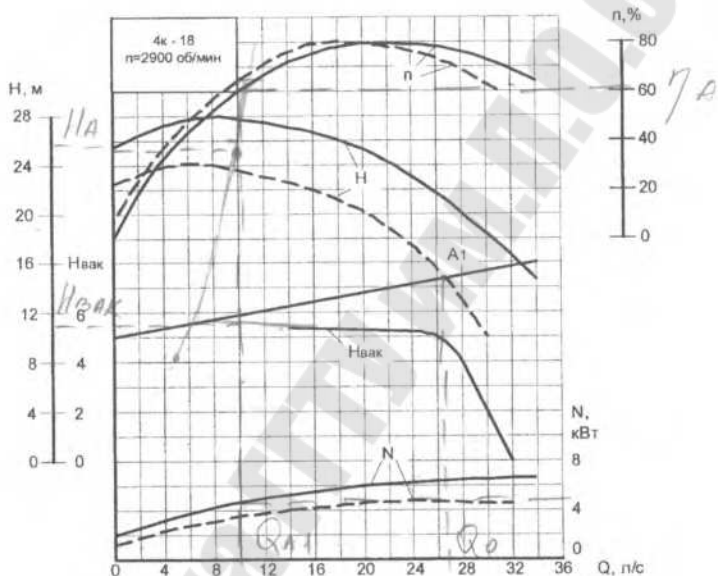


Рис. 9. Характеристики центробежного насоса 4К-18

Требуется:

1. Нарисовать в мелком масштабе слева от графика у шкалы  $H = f(Q)$  схему насосно-силовой установки. На ней кружком показать насос, линиями – всасывающий и напорный трубопроводы, уровни воды в приёмном и напорном резервуарах.

2. Вычислить значение потребных напоров  $H$  при подачах, равных 5, 10, 20 л/с, и построить в координатах насоса  $H = f(Q)$  характеристику трубопровода.

3. Определить рабочую точку насоса  $A_1$  и соответствующие ей значения: подачи насоса  $Q_A$ , напора  $H_A$ , мощности  $N_A$ , КПД  $\eta_A$ , вакуумметрической допустимой высоты всасывания  $H_{\text{вак}}$  для насосного колеса диаметром 148 мм (характеристики, соответствующие этому диаметру, на чертеже показаны сплошными линиями).

4\*. Определить, как изменяется подача, напор, мощность и КПД насоса, если геометрическая высота расположения резервуара увеличится по сравнению с заданной на  $\Delta H_1$ .

5\*\*. Указать величину расхода  $Q_0$  в трубопроводе при отсутствии насоса, а также, на сколько увеличится расход в системе при включении насоса.

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$H_1$ , м	12	-2	10	-3	20	-4	14	-8	2	-6
$l$ , м	100	150	50	10	300	400	95	66	4	200
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0 ✓	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$d$ , мм	100	75	100	50	125	100	100	75	50	100
$\Delta H_1$ , м	6	0	2	0	2	4	3	0	1	0
$t$ , °C	10	20	30	40	50	10	20	30	60	40

\* – на этот вопрос отвечают студенты, у которых последняя цифра шифра 0, 2, 4, 6, 8, а на вопрос 5 – не отвечают.

\*\* – на этот вопрос отвечают студенты, у которых последняя цифра шифра 1, 3, 5, 7, 9, а на вопрос 4 – не отвечают.

## Задача 2

Для создания принудительной циркуляции в водяной системе охлаждения используется центробежный насос, характеристики которого при частоте вращения  $n = 2900$  об/мин приведены на рис. 10. Насос работает на трубопровод, имеющий длину  $l$  и диаметр  $d$ . Геометрическая высота подъёма воды  $H_1$ , эквивалентная шероховатость  $\Delta z = 0,07$  мм. Температура воды  $t$ .

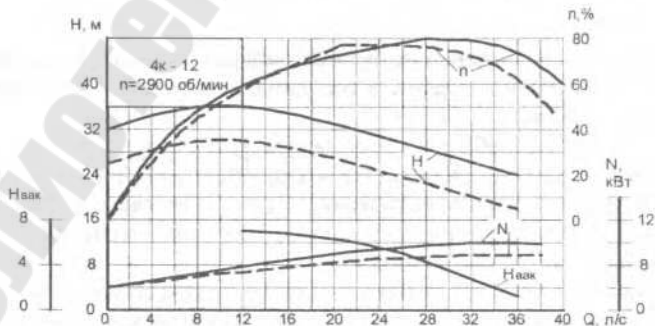


Рис. 10. Характеристики центробежного насоса 4К-12

Требуется:

1. Вычислить значение потребных напоров  $H$  при подачах, равных 5, 10, 20 л/с, и построить в координатах насоса  $H = f(Q)$  характеристику трубопровода.

2. Определить рабочую точку насоса  $A_1$  и соответствующие ей значения: подачи насоса  $Q_A$ , напора  $H_A$ , мощности  $N_A$ , КПД  $\eta_A$ , вакуумметрической допустимой высоты всасывания  $H_{\text{вак}}$  для насосного колеса диаметром 174 мм (характеристики, соответствующие этому диаметру, на чертеже показаны сплошными линиями).

3. Установить, как изменяется напор и подача воды при снижении частоты вращения до  $n_2$ .

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l$ , м	14	10	8	7	22	20	17	18	16	20
$d$ , мм	50	50	50	50	75	75	75	50	50	50
$n_2$ , об/мин	2500	2200	2100	2200	2300	2400	2500	2600	2700	2800
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t$ , °C	50	40	50	60	70	80	50	40	50	60
$H_T$ , м	2	10	8	12	5	1	-2	3	4	6

### Задача 3

Центробежный насос, характеристики которого при  $n = 2900$  об/мин показаны на рис. 11, работает на трубопровод, имеющий длину  $l$ , диаметр  $d$ , эквивалентную шероховатость  $\Delta \varepsilon = 0,1$  мм, и обеспечивает подъём воды с температурой  $t$  на геометрическую высоту  $H_T$ .

Требуется:

1. Вычислить значение потребных напоров  $H$  при подачах насоса  $Q$ , равных 5, 10, 20 л/с, и построить в координатах насоса  $H = f(Q)$  характеристику трубопровода.

2. Определить рабочую точку насоса  $A_1$  и соответствующие ей значения: подачи насоса  $Q_A$ , напора  $H_A$ , мощности  $N_A$ , КПД  $\eta_A$ , вакуумметрической допустимой высоты всасывания  $H_{\text{вак}}$  для насосного колеса диаметром 200 мм (характеристики, соответствующие этому диаметру, на чертеже показаны пунктирными линиями).

3. Найти частоту вращения вала насоса  $n_2$ , при которой подача воды насосом уменьшается в  $m$  раз по отношению к подаче, имеющей место при  $n_1 = 2900$  об/мин.

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$H_r$ , м	35	15	5	25	30	35	42	30	40	25
$l$ , м	260	510	7	82	75	310	3	32	75	800
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t$ , °C	10	20	30	40	50	60	70	10	20	30
$m$	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,25	1,35
$d$ , мм	100	150	50	75	100	150	50	75	100	150

#### Задача 4

Центробежный насос 4К-8, характеристики которого изображены на рис. 11, работает на трубопровод, имеющий длину  $l$ , диаметр  $d$ , эквивалентную шероховатость  $\Delta z = 0,1$  мм, и обеспечивает подъём воды с температурой  $t$  на геометрическую высоту  $H_r$ .

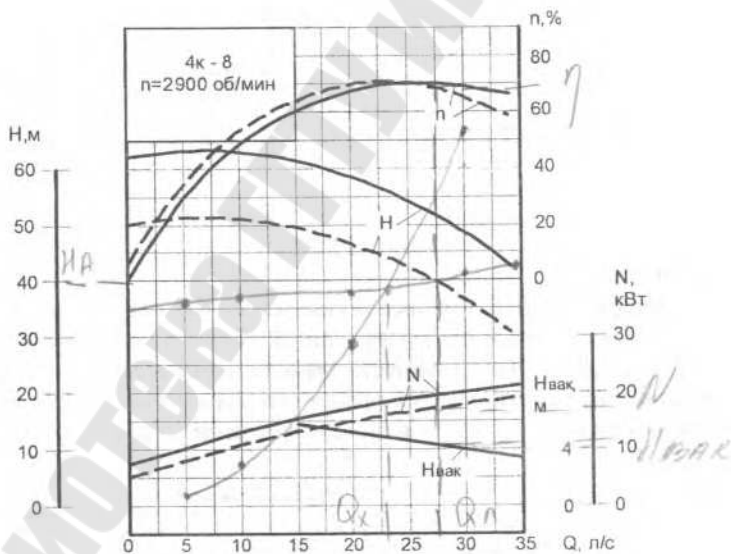


Рис. 11. Характеристики центробежного насоса 4К-8

Требуется:

1. Вычислить значение потребных напоров  $H$  при подачах насоса  $Q$ , равных 5, 10, 20 л/с, и построить в координатах насоса  $H = f(Q)$  характеристику трубопровода.

2. Определить рабочую точку насоса  $A_1$  и соответствующие ей значения: подачи насоса  $Q_A$ , напора  $H_A$ , мощности  $N_A$ , КПД  $\eta_A$ , вакуумметрической допустимой высоты всасывания  $H_{\text{вак}}$  для насосного колеса диаметром 218 мм (характеристики, соответствующие этому диаметру, на чертеже показаны сплошными линиями).

3. Установить, как изменятся напор и подача воды насосом, если к заданному насосу присоединить другой насос такой же марки сначала последовательно, а затем параллельно.

Указание: суммарные характеристики  $H = f(Q)$  насосов при последовательном и параллельном соединениях следует изображать на том же листе, на котором изображены характеристики заданного насоса.

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$H_T$ , м	35	15	20	25	30	35	40	45	50	25
$l$ , м	260	510	7	82	75	310	3	32	75	810
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$d$ , мм	100	150	50	75	100	150	50	75	100	150
$t$ , °C	10	20	30	40	50	45	35	25	15	20

## КОМПРЕССОРЫ

### Задача 5

Одноступенчатый поршневой компрессор всасывает воздух объемом  $V$  при давлении 1 бар и температуре  $t$  и сжимает его до давления  $p_{\text{кон}}$ . Определить теоретическую мощность привода компрессора и температуру воздуха в конце сжатия. Расчёт произвести для случаев изотермического, адиабатного и политропного сжатия с показателем политропы 1,25.

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V$ , м <sup>3</sup> /ч	360	120	450	100	250	300	500	85	400	550
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t$ , °C	17	10	5	25	35	30	18	22	12	5
$p_{\text{кон}}$ , бар	10	15	12	9	6	7	5	11	4	8

### Задача 6

Определить предельное значение давления, до которого можно сжимать воздух в одноступенчатом поршневом компрессоре с «вредным» объемом, если давление начала сжатия  $p_{нач}$ . Показатель политропы расширения воздуха, остающегося во вредном объеме, принять равным  $n$ . Расчет произвести для случаев, когда вредный объем составляет 5, 10 и 15 % от вредного объема цилиндра.

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_{нач}$ , бар	1	2	2,2	2,6	1,5	3	2,8	1,2	1,8	2,1
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$n$	1,2	1,3	1,4	1,2	1,3	1,4	1,42	1,21	1,3	1,4

### Задача 7

Определить объемный коэффициент одноступенчатого поршневого компрессора, работающего со степенью повышения давления, равной  $\epsilon$ , и с показателем политропы расширения  $n$ . Расчеты произвести для коэффициентов вредного объема 6, 12 и 18 %.

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\epsilon$	10	11	6	8	9	7	5	10	4	3
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$n$	1,3	1,4	1,2	1,3	1,4	1,2	1,3	1,4	1,2	1,3

### Задача 8

Один кубический метр кислорода сжимается со степенью повышения давления, равной  $\epsilon$  при показателе политропы сжатия, равном  $n$ . Определить количество тепла, отводимого в процессе сжатия и при охлаждении сжатого газа до начальной температуры. Начальные параметры воздуха соответствуют нормальному состоянию.

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\epsilon$	5	7	6	2	3	4	5	8	4	3
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$n$	1,2	1,4	1,2	1,3	1,4	1,2	1,3	1,4	1,2	1,3

### Задача 9

Одноступенчатый компрессор производительностью  $V$  сжимает воздух до давления  $p_{\text{кон}}$ . Параметры всасывания:  $p_{\text{нач}}$  и  $t_{\text{нач}}$ . Определить эффективную мощность привода компрессора, если эффективный изотермический КПД компрессора  $\eta$ .

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V, \text{ м}^3/\text{мин}$	0,75	1,20	1,45	1,0	1,25	0,83	0,50	0,85	0,94	0,55
$\eta$	0,6	0,7	0,75	0,65	0,6	0,8	0,85	0,62	0,7	0,8
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_{\text{нач}}, \text{ бар}$	1	1,2	1,1	1,5	1,4	1,3	1,6	2	2,2	1,8
$t, \text{ }^\circ\text{C}$	20	10	5	25	35	30	18	22	12	5
$p_{\text{кон}}, \text{ бар}$	6	4	3	9	6	7	5	6	4	8

### Задача 10

Определить эффективную мощность двухцилиндрового двухступенчатого воздушного компрессора с диаметрами цилиндров 198 мм и 155 мм и ходом поршней 145 мм, если частота вращения вала  $n$ . Среднее индикаторное давление для первой ступени  $p_1'$  и второй  $p_1''$ . Механический КПД компрессора  $\eta_{\text{мех}}$ .

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_1', \text{ бар}$	1,7	2,0	2,5	2,1	2,0	1,6	1,9	1,8	1,5	2,0
$p_1'', \text{ бар}$	3,3	3,9	4,8	4,0	3,9	3,2	3,7	3,5	2,8	4,0
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$n, \text{ об/мин}$	850	800	900	950	1000	1200	850	950	1300	1000
$\eta_{\text{мех}}$	0,77	0,8	0,7	0,85	0,75	0,7	0,65	0,8	0,9	0,7

### Задача 11

Определить работу, расходуемую в изотермическом, политропическом и адиабатическом циклах в двух случаях:

1) начальное давление  $p_1$ , конечное —  $p_2$ ;

2) начальное давление  $p_1'$ , конечное —  $p_2'$ .

Газ -- азотноводородная смесь,  $R = 977 \text{ Дж/кг}\cdot\text{град}$ .



В обоих случаях объём свободного газа (при  $p_1$ ) одинаков и равен  $V_1$ . Начальная температура  $t$ .

Газ рассматриваем как идеальный. Показатель адиабаты азота  $\kappa = 1,4$ .

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_1$ , кН/м <sup>2</sup>	100	250	50	300	400	120	500	300	87	180
$p_2$ , кН/м <sup>2</sup>	400	800	250	1000	1500	500	2000	1100	350	550
$t$ , °C	25									
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_1'$ , МН/м <sup>2</sup>	20	15	35	30	25	10	40	45	25	18
$p_2'$ , МН/м <sup>2</sup>	80	60	140	120	110	45	150	200	120	75
$V_1$ , м <sup>3</sup>	1	2	3	8	11	10	5	14	0,5	0,8
$n$	1,2	1,25	1,3	1,4	1,2	1,22	1,28	1,35	1,4	1,27

### Задача 12

Произвести расчёт промежуточных давлений в четырёхступенчатом компрессоре для воздуха при начальном давлении  $p_1$ , конечном  $p_2$  и следующих данных по ступеням:

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_1$ , МПа	0,1	0,25	0,09	0,12	0,11	0,4	0,35	0,11	0,18	0,17
$p_2$ , МПа	15,1	25,3	18,2	20	14,5	35,2	23,3	15,5	16	19
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>I ступень</i>										
$\epsilon'$	3,51	2,5	1,5	4	5,2	6,3	2,8	2,6	3,0	3,4
$n$	1,2	1,3	1,2	1,3	1,2	1,35	1,25	1,2	1,4	1,2
$a$	0,1	0,12	0,11	0,13	0,15	0,1	0,14	0,13	0,16	0,11
<i>II ступень</i>										
$\epsilon'$	3,88	4,0	2,5	4,5	5,8	6,9	3,2	3,0	3,5	3,9
$n$	1,25	1,2	1,25	1,4	1,3	1,2	1,25	1,26	1,28	1,3
$a$	0,125	0,12	0,13	0,14	0,13	0,125	0,14	0,15	0,11	0,12
<i>III ступень</i>										
$\epsilon'$	3,7	3,8	2,2	4,0	5,2	6,2	2,8	2,9	3,1	3,4
$n$	1,3	1,2	1,3	1,2	1,25	1,3	1,2	1,25	1,3	1,2
$a$	0,15	0,16	0,13	0,12	0,16	0,17	0,13	0,12	0,13	0,12
<i>IV ступень</i>										
$\epsilon'$	3	3,2	2,0	3,5	4,5	5,5	2,5	2,1	2,7	3,0
$n$	1,35	1,2	1,25	1,3	1,35	1,2	1,25	1,3	1,35	1,2
$a$	0,13	0,15	0,10	0,12	0,13	0,15	0,12	0,14	0,14	0,15

Примечание. Для решения задачи необходимо применить номограмму, находящуюся в [6].

### Задача 13

Вычислить потерю мощности между ступенями двухступенчатого двухрядного компрессора для воздуха. Обе ступени выполнены в цилиндрах двойного действия, расположенных в различных рядах.

Данные по компрессору  $n$  – частота вращения кривошипа,  $S$  – ход поршня,  $C_{ср}$  – средняя скорость поршня, мёртвые пространства:  $I$ -ой ступени –  $a = 0,1$ ;  $II$ -ой ступени –  $a = 0,12$ ; кривошип ряда  $I$  ступени опережает кривошип ряда  $II$  ступени на угол  $\varphi$ .

Номинальное давление газа между ступенями  $p$ . Отношение номинальных давлений: в  $I$  ступени  $\varepsilon_1$ , во  $II$  ступени  $\varepsilon_2$ . Температуры: нагнетания  $I$  ступени  $T_n$ ; всасывания  $II$  ступени  $T_{вс}$ . Показатели политроп: сжатия  $I$  ступени  $n_{сжат}$ ; расширения  $II$  ступени  $n_{расш}$ .

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$n, \text{сек}^{-1}$	2,78	3	3,5	4,5	5,8	10	12	2,5	2,0	1,2
$S, \text{м}$	0,55	0,2	0,2	0,12	0,68	0,4	0,49	1,8	0,5	0,32
$C_{ср}, \text{м/с}$	3,06	2,5	1,2	1,8	2,8	3,0	4,5	4,6	1,5	2,0
$T_n, \text{К}$	416	500	618	380	480	520	560	600	680	580
$T_{вс}, \text{К}$	306	300	273	320	350	380	390	400	420	360
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\varphi, \text{град.}$	270	200	230	250	280	300	150	180	190	200
$p, \text{кПа}$	330	250	300	350	360	400	450	500	520	310
$\varepsilon_1$	3,3	3,2	3,4	3,2	3,6	3,8	3,5	4,0	4,5	5,5
$\varepsilon_2$	2,73	3,0	3,1	3,0	2,8	2,5	2,0	2,4	2,8	3,0
$n_{сжат}$	1,4	1,2	1,3	1,35	1,25	1,2	1,28	1,35	1,36	1,4
$n_{расш}$	1,25	1,2	1,22	1,3	1,34	1,36	1,2	1,3	1,24	1,3

### Задача 14

Определить потерю мощности во всасывающем трубопроводе первой ступени воздушного компрессора, вызываемую газовым ударом. Данные для расчета:  $p$  – давление всасывания,  $F$  – площадь поршня компрессора,  $C_{ср}$  – средняя скорость поршня,  $n$  – частота вращения кривошипа,  $f$  – площадь сечения трубопровода сведены в таблицу, длина трубопровода  $l$ ; цилиндр двойного действия. Температура всасываемого воздуха  $T$ ; отношение давлений  $\varepsilon$ ; относительное мертвое пространство  $a = 0,1$ ; показатель политропы расширения  $n_{расш}$ . Результат расчета сопоставить с затратой мощности в укороченном трубопроводе длиной  $l_{укор}$ .

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_2$ , кПа	98	100	120	130	95	90	120	99	100	101
$F \cdot 10^3$ , м <sup>2</sup>	6,28	7,85	5,68	3,25	4,29	6,32	7,5	8,1	5,61	7,85
$f_s$ , м <sup>2</sup>	0,125									
$C_{ср}$ , м/с	3,06	5,2	6,8	7,5	5,0	10,2	12	13,4	15	16
$n$ , сек <sup>-1</sup>	2,78									
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l$ , м	10	20	30	45	58	25	48	78	120	150
$T$ , К	298	302	325	297	350	420	400	300	258	290
$\epsilon$	3,4	4,5	5,5	3,6	4,8	6,0	5,7	4,2	3,7	3,9
$\eta_{расч}$	1,2	1,3	1,25	1,3	1,35	1,3	1,2	1,25	1,3	1,2
$l_{укор}$ , М	4	15	18	25	35	12	24	52	60	50

### Задача 15

Пятиступенчатый компрессор выполнен с расчётом, что часть сжимаемого им воздуха отбирается после II ступени при давлении  $p_{вс}$ . Остаток сжимается в следующих ступенях. Требуется обеспечить возможность повышения давления межступенчатого отбора до  $p_{вс}'$  без изменения массы отводимого воздуха, для чего у III ступени предусмотрена дополнительная полость.

Определить объём дополнительной полости, если известно, что рабочий объём III ступени  $V_{h3}$ , мёртвое пространство  $a_{III}$  и отношение давлений при давлении отбора  $p_{отб} = p_{вс} - \epsilon_{III}$ . Значения показателей политропы расширения:  $n$  и  $n_1$ .

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_{вс}$ , МПа	0,6	0,3	0,45	0,5	0,74	0,85	0,56	0,25	0,23	0,5
$p_{вс}'$ , МПа	0,7	0,42	0,52	0,61	0,85	0,95	0,7	0,4	0,35	0,6
$V_{h3} \cdot 10^2$ , м <sup>3</sup>	4,46	3,35	4,10	5,21	5,62	7,52	8,2	9,12	4,55	3,65
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$a_{III}$ , %	10	5	11	8	7	3	6	9	2	4
$\epsilon_{III}$	3,48	2,5	2,8	3,0	2,9	3,5	3,8	3,4	3,3	2,8
$n$	1,3	1,25	1,2	1,3	1,25	1,3	1,35	1,2	1,25	1,3
$n_1$	1,4	1,3	1,3	1,4	1,35	1,35	1,4	1,25	1,3	1,35

### Задача 16

Компрессор, предназначенный для перекачивания природного газа, выполнен одноступенчатым шестицилиндровым, с двумя дополнительными полостями у каждого из цилиндров, расположенными со стороны крышки. Относительная производительность полости цилиндра при работе с одной присоединённой дополнительной полостью  $\sigma_{\text{пол1}}$  и с двумя –  $\sigma_{\text{пол2}}$ .

Данные по компрессору: площадь поршня со стороны крышки  $F_{\text{к}}$ ,  $S$ ,  $n$ ,  $a$ ; относительный объём каждой дополнительной полости  $a_{\text{д}}$ . Клапаны компрессора – прямоточные; буферные ёмкости примыкают к цилиндрам. Данные по газу:  $k = 1,3$ ;  $R = 507$  Дж/кг·град. Давление и температура:  $p_{\text{вс}}$ ;  $p_{\text{н}}$ ;  $T_{\text{вс}}$ . При полной производительности индикаторная мощность в каждой из рабочих полостей со стороны крышки  $N_{\text{пол}}$ . При регулировании производительности давления всасывания и нагнетания не изменяются.

Определить эквивалентную площадь клапанов, присоединяющих дополнительные полости, и возникающие в клапанах потери мощности.

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\sigma_{\text{пол1}}$	0,8	0,6	0,7	1,0	0,9	0,8	0,5	0,6	0,7	0,9
$\sigma_{\text{пол2}}$	0,6	0,4	0,3	0,6	0,5	0,5	0,25	0,35	0,3	0,5
$F_{\text{к}}, \text{м}^2$	0,10	0,12	0,15	0,18	0,25	0,3	0,14	0,18	0,25	0,32
$S, \text{м}$	0,4	0,5	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,25	0,13
$n, \text{сек}^{-1}$	6,25	7,5	8,5	6,5	7,4	6,2	5,25	5,47	7,54	9,5
$a$	0,35	0,25	0,12	0,35	0,15	0,28	0,3	0,24	0,4	0,31
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$a_{\text{д}}$	0,29	0,3	0,25	0,15	0,2	0,24	0,15	0,18	0,24	0,2
$p_{\text{вс}}, \text{МПа}$	3,05	2,5	1,5	3,5	3,9	4,5	4,8	5,2	6,3	7,0
$p_{\text{н}}, \text{МПа}$	5,5	4,2	3,2	6,8	8,5	10,2	8,5	11	12,3	15,5
$T_{\text{вс}}, \text{К}$	293	270	282	273	290	320	340	350	310	290
$N_{\text{пол}}, \text{кВт}$	392	410	290	320	340	325	390	420	430	380

## ТУРБИНЫ

### Задача 17

При испытании конденсационной турбины были измерены: мощность турбины на муфте  $N_{\text{в}}$ , расход пара  $D$ , начальное давление  $p_0$ , начальная температура  $t_0$ , давление в конденсаторе  $p_{\text{к}}$ .

Требуется определить удельный расход пара  $d_{\text{е}}$  и тепла  $q_{\text{е}}$ , относительный  $\eta_{0, \text{е}}$  и абсолютный  $\eta_{\text{е}}$  КПД. Турбина работает без регенерации.

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$N_E$ , МВт	12,3	15,5	18,2	10,5	11,0	12,8	13,2	14,3	14,5	10,0
$D$ , т/ч	52,4	62,2	75	50	51	58	59	61	63	48
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_0$ , ата	24	20	22	25	19	21	22	23	24	20
$p_K$ , ата	0,045	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,05	0,07	0,09
$t_0$ , °С	380	350	370	380	320	330	335	340	350	310

### Задача 18

Конденсационная турбина сверхвысоких параметров ( $p_0$ ,  $t_0$ ,  $p_K$ ). Имеет промежуточный газовый перегрев пара до температуры  $t_{п1}$ . Давление пара перед вторичным перегревом  $p_1$ . Потери давления в тракте промежуточного перегрева  $\Delta p$ . Внутренние КПД части высокого давления  $\eta_{01}^{\text{чВД}} = 0,77$  и части низкого давления  $\eta_{01}^{\text{чНД}} = 0,83$ . Определить абсолютный КПД цикла  $\eta^{\text{м}}$ .

Сравнить экономичность этого цикла с экономичностью цикла без промежуточного перегрева, считая, что без перегрева внутренний КПД турбины снизится и составит  $\eta_0 = 0,80$  (в связи с дополнительными потерями в проточной части, вызванными увеличением влажности пара в последних ступенях турбины).

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_{п1}$ , °С	520	500	510	530	540	530	510	530	550	540
$p_1$ , ата	35	30	28	32	38	29	35	33	36	34
$\Delta p$ , ат	6	5	4	7	8	10	5	7	8	5
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_0$ , ата	170	150	160	170	180	140	130	150	160	165
$p_K$ , ата	0,03	0,05	0,06	0,04	0,05	0,03	0,06	0,05	0,07	0,04
$t_0$ , °С	550	520	530	540	560	550	530	550	570	560

### Задача 19

Найти критическую скорость пара в сопле, если начальное давление  $p_0$ , начальная температура  $t_0$  и начальная скорость  $c_0$ .

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$c_0$ , м/сек	205	250	220	180	200	150	210	230	140	240
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_0$ , ата	11	10	8	15	18	7	16	17	11	13
$t_0$ , °C	280	220	300	240	260	230	290	270	180	200

### Задача 20

Найти площадь минимального  $F_{\min}$  и выходного  $F_1$  сечений расширяющегося сопла, если известны параметры пара перед соплом:  $p_0$ ,  $t_0$ . Давление за соплом  $p_1$ . Расход пара  $G$ . Коэффициент расхода  $\mu = 0,985$ .

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$G$ , кг/сек	0,2	0,3	0,4	0,25	0,5	0,19	0,5	0,45	0,3	0,27
$p_1$ , ата	2,5	2,0	1,8	1,5	2,8	3,0	3,8	4,0	2,4	2,2
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_0$ , ата	10	11	8	15	18	7	16	17	11	13
$t_0$ , °C	300	220	300	240	260	230	290	270	180	200

### Задача 21

Найти высоту сопел одной из последних ступеней конденсационной турбины. Давление пара перед соплами  $p_0$ , сухость пара  $x_0$ , давление пара за соплами  $p_1$ . Исползованная энергия выходной скорости предыдущей ступени  $\Delta h_0$ , расход пара  $G$ , средний диаметр ступени  $d$ , угол выхода потока  $\alpha_1 = 15^\circ$ .

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$G$ , кг/сек	3,4	4,0	3,1	3,8	4,5	2,8	2,5	1,8	3,6	3,3
$p_1$ , ата	0,13	0,1	0,2	0,25	0,15	0,17	0,19	0,2	0,22	0,14
$d$ , м	1,32	1,2	1,1	1,6	1,4	1,2	1,3	1,4	1,5	1,7
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_0$ , ата	0,23	0,25	0,3	0,34	0,38	0,4	0,21	0,2	0,42	0,28
$x_0$	0,97	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1,0	0,94	0,95	0,98
$\Delta h_0$ , ккал/кг	1,4	1,0	1,5	1,9	1,5	2,0	2,5	2,7	1,3	1,7

### Задача 22

Параметры пара перед соплами активной ступени следующие: давление  $p_0$ , температура  $t_0$ . Давление пара за ступенью  $p_2$ . Отношение окружной скорости на среднем диаметре к скорости истечения пара из сопел  $w/c_1 = 0,45$ . Угол выхода потока пара из сопел  $\alpha_1 = 13^\circ$ . Угол выхода пара из рабочей решетки равен входному углу:  $\beta_1 = \beta_2$ . Коэффициенты скорости:  $\varphi = 0,95$ ,  $\psi = 0,87$ .

Построить треугольники скоростей и определить  $c_2$  и  $w_2$  – абсолютную и относительную скорости выхода пара из рабочей решетки.

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_0$ , ата	20	25	30	35	22	28	26	34	32	21
$t_0$ , °C	350	400	450	300	320	300	280	340	410	360
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_2$ , ата	15	10	12	14	16	11	13	15	14	9

## ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### Задача 23

Определить индикаторную мощность одноцилиндрового четырёхтактного двигателя внутреннего сгорания при среднем индикаторном давлении  $p_i$ . Диаметр цилиндра  $D$  и ход поршня  $S$ , частота вращения вала  $n$ .

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_i$ , бар	6,7	5,5	4	6	7,2	8	8,6	6	5,9	5,2
$D$ , мм	105	110	90	85	125	135	155	140	120	100
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$S$ , мм	130	100	250	200	180	250	300	320	280	60
$n$ , об/мин	1500	1000	1100	1200	1300	1400	1600	1800	950	850

### Задача 24

Каково среднее эффективное давление при работе шестнадцатилитрового двухтактного дизеля 16ДР23/30 эффективной мощностью  $N_e$ , если частота вращения вала  $n$ , диаметр цилиндра  $D$ , ход поршня  $S$ .

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$N_e$ , кВт	2200	1000	1200	1800	2000	1500	2500	3000	1100	1600
$D$ , мм	230	120	150	250	300	140	180	100	170	200
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$S$ , мм	300	200	120	200	180	250	300	320	280	60
$n$ , об/мин	850	1000	1500	750	1200	1700	2000	950	1050	700

### Задача 25

По условиям предыдущей задачи определить среднее индикаторное давление, если механический КПД двигателя  $\eta_{\text{мех}} = 0,83$ .

### Задача 26

Определить эффективную мощность шестицилиндрового карбюраторного автомобильного двигателя с размерами цилиндра: диаметр  $D$ , ход поршня  $S$ , частота вращения вала  $n$ , среднее индикаторное давление  $p_i$ . Механический КПД двигателя принять равным  $\eta_{\text{мех}} = 0,85$ .

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_i$ , бар	7,95	8	8,5	8,7	9	7,2	8	7,56	7,35	7,89
$D$ , мм	82	100	75	82	85	90	95	100	80	96
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$S$ , мм	110	100	200	250	120	150	240	160	180	100
$n$ , об/мин	2800	2100	2200	2300	2400	2500	2600	2700	2900	2200

### Задача 27

Определить крутящий момент дизеля М-50 мощностью  $N$  при частоте вращения вала  $n$ .

Исходные данные	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$N$ , кВт	603	500	250	150	200	750	800	450	600	500
Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$n$ , об/мин	1400	1000	1200	850	950	1500	1800	1400	1100	700



# ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П.1.1

## Насыщенный водяной пар (по давлениям)

$P$ , бар	$t_s$ , °C	$v''$ , м <sup>3</sup> /кг	$v''_s$ , м <sup>3</sup> /кг	$h''$ , кДж/кг	$h''_s$ , кДж/кг	$r$ , кДж/кг	$s''$ , кДж/(кг·град)	$s''_s$ , кДж/(кг·град)
0,010	6,9200	0,0010001	129,9	29,320	2513	2484	0,1054	8,975
0,015	13,038	0,0010007	87,90	54,750	2525	2470	0,1958	8,827
0,020	17,514	0,0010014	66,97	73,520	2533	2459	0,2609	8,722
0,025	21,094	0,0010021	54,24	88,500	2539	2451	0,3124	8,642
0,030	24,097	0,0010028	45,66	101,04	2545	2444	0,3546	8,576
0,035	26,692	0,0010035	39,48	111,86	2550	2438	0,3908	8,521
0,040	28,979	0,0010041	34,81	121,42	2554	2433	0,4225	8,473
0,045	31,033	0,0010047	31,13	130,00	2557	2427	0,4507	8,431
0,050	32,88	0,0010053	28,19	137,83	2561	2423	0,4761	8,393
0,060	36,18	0,0010064	23,74	151,50	2567	2415	0,5207	8,328
0,070	39,03	0,0010075	20,53	163,43	2572	2409	0,5591	8,274
0,080	41,54	0,0010085	18,10	173,9	2576	2402	0,5927	8,227
0,090	43,79	0,0010094	16,20	183,3	2580	2397	0,6225	8,186
0,10	45,84	0,0010103	14,68	191,9	2584	2392	0,6492	8,149
0,11	47,72	0,0010111	13,40	199,7	2588	2388	0,6740	8,116
0,12	49,45	0,0010119	12,35	207,0	2591	2384	0,6966	8,085
0,13	51,07	0,0010126	11,46	213,8	2594	2380	0,7174	8,057
0,14	52,58	0,0010133	10,69	220,1	2596	2376	0,7368	8,031
0,15	54,00	0,0010140	10,02	226,1	2599	2373	0,7550	8,007
0,20	60,08	0,0010171	7,647	251,4	2609	2358	0,8321	7,907
0,25	64,99	0,0010199	6,202	272,0	2618	2346	0,8934	7,830
0,30	69,12	0,0010222	5,226	289,3	2625	2336	0,9441	7,769
0,40	75,88	0,0010264	3,994	317,7	2636	2318	1,0261	7,670
0,50	81,35	0,0010299	3,239	340,6	2645	2204	1,0910	7,593
0,60	85,95	0,0010330	2,732	360,0	2653	2293	1,1453	7,531
0,70	89,97	0,0010359	2,364	376,8	2660	2283	1,1918	7,479
0,80	93,52	0,0010385	2,087	391,8	2665	2273	1,2330	7,434
0,90	96,72	0,0010409	1,869	405,3	2670	2265	1,2696	7,394
1,0	99,64	0,0010432	1,694	417,4	2675	2258	1,3026	7,360
1,1	102,33	0,0010452	1,550	428,9	2679	2250	1,3327	7,328
1,2	104,81	0,0010472	1,429	439,4	2683	2244	1,3606	7,298
1,3	107,14	0,0010492	1,325	449,2	2687	2238	1,3866	7,271
1,4	109,33	0,0010510	1,236	458,5	2690	2232	1,4109	7,246
1,5	111,38	0,0010527	1,159	467,2	2693	2226	1,4336	7,223

$P$ , бар	$t$ , °C	$v$ , м <sup>3</sup> /кг	$v''$ , м <sup>3</sup> /кг	$h$ , кДж/кг	$h''$ , кДж/кг	$r$ , кДж/кг	$s'$ , кДж/(кг·град)	$s''$ , кДж/(кг·град)
1,6	113,32	0,0010543	1,0910	475,4	2696	2221	1,4550	7,202
1,7	115,17	0,0010559	1,0310	483,2	2699	2216	1,4752	7,182
1,8	116,94	0,0010575	0,9773	490,7	2702	2211	1,4943	7,163
1,9	118,62	0,0010591	0,9290	497,9	2704	2206	1,5126	7,145
2,0	120,23	0,0010605	0,8854	504,8	2707	2202	1,5302	7,127
2,1	121,78	0,0010619	0,8459	511,4	2709	2198	1,5470	7,111
2,2	123,27	0,0010633	8,8098	517,8	2711	2193	1,5630	7,096
2,3	124,71	0,0010646	0,7768	524,0	2713	2189	1,5783	7,081
2,4	126,09	0,0010659	0,7465	529,8	2715	2185	1,5929	7,067
2,5	127,43	0,0010672	0,7185	535,4	2717	2182	1,6071	7,053
2,6	128,73	0,0010685	0,6925	540,9	2719	2178	1,621	7,040
2,7	129,98	0,0010697	0,6684	546,2	2721	2175	1,634	7,027
2,8	131,20	0,0010709	0,6461	551,4	2722	2171	1,647	7,015
2,9	132,39	0,0010721	0,6253	556,5	2724	2167	1,660	7,003
3,0	133,54	0,0010733	0,6057	561,4	2725	2164	1,672	6,992
3,1	134,66	0,0010744	0,5873	566,3	2727	2161	1,683	6,981
3,2	135,75	0,0010754	0,5701	571,1	2728	2157	1,695	6,971
3,3	136,82	0,0010765	0,5539	575,7	2730	2154	1,706	6,961
3,4	137,86	0,0010776	0,5386	580,2	2731	2151	1,717	6,951
3,5	138,88	0,0010786	0,5241	584,5	2732	2148	1,728	6,941
3,6	139,87	0,0010797	0,5104	588,7	2734	2145	1,738	6,932
3,7	140,84	0,0010807	0,4975	592,8	2735	2142	1,748	6,923
3,8	141,79	0,0010817	0,4852	596,8	2736	2139	1,758	6,914
3,9	142,71	0,0010827	0,4735	600,8	2737	2136	1,768	6,905
4,0	143,62	0,0010836	0,4624	604,7	2738	2133	1,777	6,897
4,1	144,51	0,0010845	0,4518	608,5	2740	2131	1,786	6,889
4,2	145,39	0,0010855	0,4416	612,3	2741	2129	1,795	6,881
4,3	146,25	0,0010865	0,4319	616,1	2742	2126	1,804	6,873
4,4	147,09	0,0010874	0,4227	619,8	2743	2123	1,812	6,865
4,5	147,92	0,0010883	0,4139	623,4	2744	2121	1,821	6,857
5,0	151,84	0,0010927	0,3747	640,1	2749	2109	1,860	6,822
6,0	158,84	0,0011007	0,3156	670,5	2757	2086	1,931	6,761
7,0	164,96	0,0011081	0,2728	697,2	2764	2067	1,992	6,709
8,0	170,42	0,0011149	0,2403	720,9	2769	2048	2,046	6,663
9,0	175,35	0,0011213	0,2149	742,8	2774	2031	2,094	6,623

$P$ , бар	$t_s$ , °C	$v^s$ , м <sup>3</sup> /кг	$v^l$ , м <sup>3</sup> /кг	$h^s$ , кДж/кг	$h^l$ , кДж/кг	$r$ , кДж/кг	$s^s$ , кДж/(кг·град)	$s^l$ , кДж/(кг·град)
10	179,88	0,0011273	0,1946	762,7	2778	2015	2,138	6,587
11	184,05	0,0011331	0,1775	781,1	2781	2000	2,179	6,554
12	187,95	0,0011385	0,1633	798,3	2785	1987	2,216	6,523
13	191,60	0,0011438	0,1512	814,5	2787	1973	2,251	6,495
14	195,04	0,0011490	0,1408	830,0	2790	1960	2,284	6,469
15	198,28	0,0011539	0,1317	844,6	2792	1947	2,314	6,445
16	201,36	0,0011586	0,1238	858,3	2793	1935	2,344	6,422
17	204,30	0,0011632	0,1167	871,6	2795	1923	2,371	6,400
18	207,10	0,0011678	0,1104	884,4	2796	1912	2,397	6,379
19	209,78	0,0011722	0,1047	896,6	2798	1901	2,422	6,359
20	212,37	0,0011766	0,09958	908,5	2799	1891	2,447	6,340
21	214,84	0,0011809	0,09492	919,8	2800	1880	2,470	6,322
22	217,24	0,0011851	0,09068	930,9	2801	1870	2,492	6,305
23	219,55	0,0011892	0,08679	941,5	2801	1860	2,514	6,288
24	221,77	0,0011932	0,08324	951,8	2802	1850	2,534	6,272
25	223,93	0,0011972	0,07993	961,8	2802	1840	2,554	6,256
26	226,03	0,0012012	0,07688	971,7	2803	1831	2,573	6,242
27	228,06	0,0012050	0,07406	981,3	2803	1822	2,592	6,227
28	230,04	0,0012088	0,07141	990,4	2803	1813	2,611	6,213
29	231,96	0,0012126	0,06895	999,4	2803	1804	2,628	6,199
30	233,83	0,0012163	0,06665	1008,3	2804	1796	2,646	6,186
32	237,44	0,0012238	0,06246	1025,3	2803	1778	2,679	6,161
34	240,88	0,0012310	0,05875	1041,9	2803	1761	2,710	6,137
36	244,16	0,0012380	0,05543	1057,5	2802	1745	2,740	6,113
38	247,31	0,0012450	0,05246	1072,7	2802	1729	2,769	6,091
40	250,33	0,0012520	0,04977	1087,5	2801	1713	2,796	6,070
42	253,24	0,0012588	0,04732	1101,7	2800	1698	2,823	6,049
44	256,05	0,0012656	0,04508	1115,3	2798	1683	2,849	6,029
46	258,75	0,0012724	0,04305	1128,8	2797	1668	2,874	6,010
48	261,37	0,0012790	0,04118	1141,8	2796	1654	2,898	5,991
50	263,91	0,0012857	0,03944	1154,4	2794	1640	2,921	5,973
55	269,94	0,0013021	0,03564	1184,9	2790	1605	2,976	5,930
60	275,56	0,0013185	0,03243	1213,9	2785	1571	3,027	5,890
65	280,83	0,0013347	0,02973	1241,3	2779	1538	3,076	5,851
70	285,80	0,0013510	0,02737	1267,4	2772	1505	3,122	5,814
75	290,50	0,0013673	0,02532	1292,7	2766	1473	3,166	5,779
80	294,98	0,0013838	0,02352	1317,0	2758	1441	3,208	5,745

$p$ , бар	$t_c$ , °C	$v'$ , м <sup>3</sup> /кг	$v''$ , м <sup>3</sup> /кг	$h'$ , кДж/кг	$h''$ , кДж/кг	$g$ , кДж/кг	$s'$ , кДж/(кг·град)	$s''$ , кДж/(кг·град)
85	299,24	0,0014005	0,02192	1340,8	2751	1410	3,248	5,711
90	303,32	0,0014174	0,02048	1363,7	2743	1379	3,287	5,678
95	307,22	0,0014345	0,01919	1385,9	2734	1348	3,324	5,646
100	310,96	0,0014521	0,01803	1407,7	2725	1317	3,360	5,615
110	318,04	0,0014890	0,01598	1450,2	2705	1255	3,430	5,553
120	324,63	0,0015270	0,01426	1491,1	2685	1194	3,496	5,492
130	330,81	0,0015670	0,01277	1531,5	2662	1131	3,561	5,432
140	336,63	0,0016110	0,01149	1570,8	2638	1067	3,623	5,372
150	342,11	0,0016580	0,01035	1610,0	2611	1001	3,684	5,310
160	347,32	0,0017100	0,00932	1650,0	2582	932,0	3,746	5,247
170	352,26	0,0017680	0,00838	1690,0	2548	858,3	3,807	5,177
180	356,96	0,0018370	0,00750	1732,0	2510	778,2	3,871	5,107
190	361,44	0,0019210	0,00668	1776,0	2466	690,0	3,938	5,027
200	365,71	0,0020400	0,00585	1827,0	2410	583,0	4,015	4,928
210	369,79	0,0022100	0,00498	1888,0	2336	448,0	4,108	4,803
220	373,70	0,0027300	0,00367	2016,0	2168	152,0	4,303	4,591

Примечание. Параметры критического состояния:  $t_{кр} = 374,15$  °C,  $p_{кр} = 221,29$  бар,  $v_{кр} = 0,00326$  м<sup>3</sup>/кг.

Таблица П. 1.2

## Насыщенный водяной пар (по температурам)

$t_c$ , °C	$p$ , бар, °C	$v'$ , м <sup>3</sup> /кг	$v''$ , м <sup>3</sup> /кг	$h'$ , кДж/кг	$h''$ , кДж/кг	$g$ , кДж/кг	$s'$ , кДж/(кг·град)	$s''$ , кДж/(кг·град)
0	0,006108	0,0010002	206,30	0,0	2501	2501	0,0	9,1544
5	0,008719	0,0010001	147,20	21,05	2510	2489	0,0762	9,0241
10	0,012277	0,0010004	106,42	42,04	2519	2477	0,1510	8,8994
15	0,017041	0,0010010	77,97	62,97	2528	2465	0,2244	8,7806
20	0,02337	0,0010018	57,84	83,90	2537	2454	0,2964	8,6665
25	0,03166	0,0010030	43,40	104,8	2547	2442	0,3672	8,5570
30	0,04241	0,0010044	32,93	125,7	2556	2430	0,4366	8,4523
35	0,05622	0,0010061	25,24	146,6	2565	2418	0,5049	8,3519
40	0,07375	0,0010079	19,55	167,5	2574	2406	0,5723	8,2559
45	0,09584	0,0010099	15,28	188,4	2582	2394	0,6384	8,1638

$t$ , °C	$p$ , бар	$\rho^0$ , м <sup>3</sup> /кг	$\rho^1$ , м <sup>3</sup> /кг	$H^0$ , кДж/кг	$H^1$ , кДж/кг	$r$ , кДж/кг	$s^0$ , кДж/(кг·град)	$s^1$ , кДж/(кг·град)
50	0,12335	0,0010120	12,04	209,3	2592	2383	0,7038	8,0753
55	0,15740	0,0010145	9,578	230,2	2600	2370	0,7679	7,9901
60	0,19917	0,0010171	7,678	251,1	2609	2358	0,8311	7,9084
65	0,2501	0,0010199	6,201	272,1	2617	2345	0,8934	7,8297
70	0,3117	0,0010228	5,045	293,0	2626	2333	0,9549	7,7544
75	0,3855	0,0010258	4,133	314,0	2635	2321	1,0157	7,6815
80	0,4736	0,0010290	3,408	334,9	2643	2308	1,0753	7,6116
85	0,5781	0,0010324	2,828	355,9	2651	2295	1,1342	7,5438
90	0,7011	0,0010359	2,361	377,0	2659	2282	1,1925	7,4787
95	0,8451	0,0010396	1,982	398,0	2668	2270	1,2502	7,4155
100	1,0132	0,0010435	1,673	419,1	2676	2257	1,3071	7,3547
105	1,2079	0,0010474	1,419	440,2	2683	2243	1,3632	7,2959
110	1,4326	0,0010515	1,210	461,3	2691	2230	1,4184	7,2387
115	1,6905	0,0010559	1,036	482,5	2698	2216	1,4733	7,1832
120	1,9854	0,0010603	0,8917	503,7	2706	2202	1,5277	7,1298
125	2,3208	0,0010649	0,7704	525,0	2713	2188	1,5814	7,0777
130	2,7011	0,0010697	0,6683	546,3	2721	2174	1,6345	7,0272
135	3,1300	0,0010747	0,5820	567,5	2727	2159	1,6869	6,9781
140	3,6140	0,0010798	0,5087	589,0	2734	2145	1,7392	6,9304
145	4,1550	0,0010851	0,4461	610,5	2740	2130	1,7907	6,8839
150	4,7600	0,0010906	0,3926	632,2	2746	2114	1,8418	6,8383
155	5,4330	0,0010962	0,3466	653,9	2753	2099	1,8924	6,7940
160	6,1800	0,0011021	0,3068	675,5	2758	2082	1,9427	6,7508
165	7,0080	0,0011081	0,2725	697,3	2763	2066	1,9924	6,7081
170	7,9200	0,0011144	0,2426	719,2	2769	2050	2,0417	6,6667
175	8,9250	0,0011208	0,2166	741,1	2773	2032	2,0909	6,6256
180	10,027	0,0011275	0,1939	763,1	2778	2015	2,1395	6,5858
185	11,234	0,0011344	0,1739	785,2	2782	1997	2,1876	6,5465
190	12,553	0,0011415	0,1564	807,5	2786	1979	2,2357	6,5074
195	13,989	0,0011489	0,1409	829,9	2790	1960	2,2834	6,4694
200	15,551	0,0011565	0,1272	852,4	2793	1941	2,3308	6,4318
205	17,245	0,0011644	0,1151	875,0	2796	1921	2,3777	6,3945
210	19,080	0,0011726	0,1043	897,7	2798	1900	2,4246	6,3577
215	21,062	0,0011812	0,09465	920,7	2800	1879	2,4715	6,3212
220	23,201	0,0011900	0,08606	943,7	2802	1858	2,5179	6,2849
225	25,504	0,0011992	0,07837	966,9	2802	1835	2,5640	6,2488
230	27,979	0,0012087	0,07147	990,4	2803	1813	2,6101	6,2133

$t$ , °C	$p$ , бар	$v$ , м <sup>3</sup> /кг	$v'$ , м <sup>3</sup> /кг	$h$ , кДж/кг	$h'$ , кДж/кг	$g$ , кДж/кг	$s$ , кДж/(кг·град)	$s'$ , кДж/(кг·град)
235	30,635	0,0012187	0,06527	1013,9	2804	1790	2,6561	6,1780
240	33,480	0,0012291	0,05967	1037,5	2803	1766	2,7021	6,1425
245	36,524	0,0012399	0,05462	1061,6	2803	1741	2,7478	6,1073
250	39,776	0,0012512	0,05006	1085,7	2801	1715	2,7934	6,0721
255	43,250	0,0012631	0,04591	1110,2	2799	1689	2,8394	6,0366
260	46,940	0,0012755	0,04215	1135,1	2796	1661	2,8851	6,0013
265	50,870	0,0012886	0,03872	1160,2	2794	1634	2,9307	5,9657
270	55,050	0,0013023	0,03560	1185,3	2790	1605	2,9764	5,9297
275	59,490	0,0013168	0,03274	1210,7	2785	1574	3,0223	5,8938
280	64,910	0,0013321	0,03013	1236,9	2780	1543	3,0681	5,8573
285	69,180	0,0013483	0,02774	1263,1	2773	1510	3,1146	5,8205
290	74,450	0,0013655	0,02554	1290,0	2766	1476	3,1611	5,7827
295	80,020	0,0013839	0,02351	1317,2	2758	1441	3,2079	5,7443
300	85,920	0,0014036	0,02164	1344,9	2749	1404	3,2548	5,7049
305	92,140	0,001425	0,01992	1373,1	2739	1366	3,3026	5,6647
310	98,700	0,001447	0,01832	1402,1	2727	1325	3,3508	5,6233
315	105,61	0,001472	0,01683	1431,7	2714	1282	3,3996	5,5802
320	112,90	0,001499	0,01545	1462,1	2700	1238	3,4495	5,5353
325	120,57	0,001529	0,01417	1493,6	2684	1190	3,5002	5,4891
330	128,65	0,001562	0,01297	1526,1	2666	1140	3,5522	5,4412
335	137,14	0,001599	0,01184	1559,8	2646	1086	3,6056	5,3905
340	146,08	0,001639	0,01078	1594,7	2622	1027	3,6605	5,3361
345	155,48	0,001686	0,009771	1639	2595	963,5	3,7184	5,2769
350	165,37	0,001741	0,008803	1671	2565	893,5	3,7786	5,2117
355	175,77	0,001807	0,007869	1714	2527	813,0	3,8439	5,1385
360	186,74	0,001894	0,006943	1762	2481	719,3	3,9162	5,0530
365	198,30	0,002020	0,005990	1817	2421	603,5	4,0001	4,9463
370	210,53	0,002220	0,004930	1892	2331	438,4	4,1137	4,7951
374	220,87	0,002800	0,003470	2032	2147	114,7	4,3258	4,5030

Примечание. Параметры критического состояния:  $t_{кр} = 374,15$  °C,  $p_{кр} = 221,29$  бар,  $v_{кр} = 0,00326$  м<sup>3</sup>/кг.

### Литература

1. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры /В.М. Черкасский. – М.: Энергоатомиздат, 1984.
2. Щегляев А.В. Паровые турбины /А.В. Щегляев. – М.: Энергия, 1981.
3. Голубков Б.Н. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция /Б.Н. Голубков, Б.И. Початков, Т.М. Романова. – М.: Энергоиздат, 1982.
4. Малюшенко В.В. Энергетические насосы: справочное пособие /В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. – М.: Энергоиздат, 1981.
5. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины /В.Ф. Рис. – Л.: Машиностроение, 1981.
6. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования /М.И. Френкель. – Л.: Машиностроение, 1969.
7. Бенсон Е.И. Теплофикационные турбины /Е.И. Бенсон, Л.С. Иоффе. – М.: Энергоатомиздат, 1986.
8. Нигматулин И.А. Тепловые двигатели /И.А. Нигматулин, В.А. Ценев, П.Н. Шляхов. – М.: Высшая школа, 1974.
9. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры /А.Н. Шерстюк. – М.: Машиностроение, 1975.
10. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. Кн. 3. – М.: Энергоатомиздат, 1991.
11. Капелович Б.Е. Эксплуатация паротурбинных установок /Б.Е. Капелович. – М.: Энергоатомиздат, 1985.

## Содержание

1. Центробежные насосы .....	3
1.1. Мощность насоса и КПД .....	3
1.2. Высота всасывания центробежного насоса .....	3
2. Расчет работы сжатия и расширения .....	4
2.1. Работа сжатия в компрессоре .....	4
2.2. Работа расширения .....	7
2.3. Основные рабочие параметры компрессоров .....	9
2.4. Потери энергии вследствие газового удара и волновых явлений в коммуникации .....	9
3. Расчет процесса расширения пара в турбинной ступени .....	13
3.1. Характеристика рабочего процесса турбин .....	14
4. Двигатели внутреннего сгорания .....	16
4.1. Литровая мощность двигателя .....	17
4.2. Индикаторный КПД и удельный индикаторный расход топлива .....	17
4.3. Эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива ...	17
Задачи .....	18
Приложение .....	33
Литература .....	39



Учебное издание

## МАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

**Практическое руководство  
к контрольной работе для студентов  
заочного отделения специальности 43 01 05  
«Промышленная теплоэнергетика»  
(Т.01.02.00 «Теплоэнергетика»)**

Авторы-составители: **Вальченко Николай Адамович**  
**Дробышевский Дмитрий Анатольевич**  
**Танцури Александр Борисович**

Редактор *Н.И. Жукова*  
Компьютерная верстка *Н.Б. Козловская*

Подписано в печать 02.03.2005 г.  
Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».  
Ризография. Усл. печ. л. 2,32. Уч. - изд. л. 2,4.  
Тираж 75 экз. Изд. № 46. Заказ № 106.

Редакционно-издательский отдел  
Учреждения образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П.О. Сухого».  
ЛИ № 02330/0133207 от 30.04.2004 г.  
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.

Отпечатано на ризографическом оборудовании  
Учреждения образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П.О. Сухого».  
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.