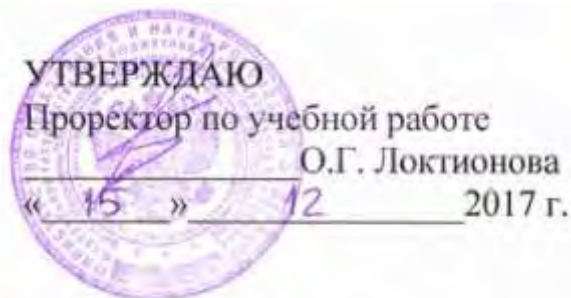


Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Емельянов Сергей Геннадьевич
Должность: ректор
Дата подписания: 25.09.2022 14:55:41
Уникальный программный ключ:
9ba7d3e34c012eba476ff6a6d3a9191c1f70c4d3b5c

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра теплогазоснабжения



ТЕПЛОТЕХНИКА

Методические указания и задания к самостоятельной работе
для студентов технических специальностей очной и заочной
форм обучения

Курск 2017 г.

УДК 563.7

Составители: Кувардина Е.М. Жмакин В.А.

Рецензент

Доктор технических наук, профессор кафедры
теплогазоснабжения Н.С. Кобелев

Теплотехника: методические указания и задания к самостоятельной работе для студентов технической специальности очной и заочной форм обучения / Юго-зап. гос. ун-т; сост.: Е.М. Кувардина, В.А. Жмакин Курск, 2017. 17 с.; табл.3. Библиогр.: с. 17.

Содержат задания к самостоятельной работе по теплотехнике, примеры решения задач, а также необходимый справочный материал в виде таблиц.

Методические указания предназначены для студентов технической специальности очной и заочной форм обучения для изучения дисциплин: Теплотехника, Техническая теплотехника, Тепло- и хладотехника.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.
Усл.печ.л. 2 Уч.изд.л. 1,84 Тираж 100 экз. Заказ . Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет

Общие методические рекомендации

Контрольная работа состоит из 5-ти задач.

Условия задачи при выполнении контрольной работы переписываются полностью.

Решения всех задач должны сопровождаться краткими пояснениями и расчетами. Решения задач 2 и 4 должны содержать графически оформленные решения на миллиметровой бумаге в установленном масштабе.

Следует указывать размерности величин, как в условии задачи, так и в результатах ее решения.

Контрольная работа выполняется **самостоятельно** и считается зачтенной, если все задачи правильно решены и оформлены.

1. Расчет смесей идеальных газов

1.1. Исходные данные

Смесь газов имеет следующий объёмный состав:

$r_{N_2} = 100 - n \cdot Z_1 - Z_5 \%$; $r_{CO_2} = n \cdot Z_1 \%$; $r_{H_2O} = Z_5 \%$, где Z_1 – число букв в фамилии студента; $n=1,2,3$ – порядковый номер группы студентов; Z_5 – порядковый номер студента в журнале группы.

Требуется определить: кажущуюся молекулярную массу смеси газов; массовые доли компонентов смеси; газовую постоянную смеси газов; парциальное давление водяного пара, если полное давление смеси составляет 10^5 Па; плотность и удельный объем смеси при нормальных физических условиях ($P=101325$ Па, $t=0$ °С); среднюю мольную, массовую и объемную теплоёмкости при постоянном давлении и постоянном объеме в интервале температур $t_1=200$ °С и $t_2=800$ °С, если интерполяционные формулы для истинных мольных теплоёмкостей газов при постоянном давлении имеют вид:

$$\mu C_{pN_2} = 28,5372 + 0,0053905 \cdot t, \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К});$$

$$\mu C_{pCO_2} = 41,3597 + 0,0144985 \cdot t, \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К});$$

$$\mu C_{pH_2O} = 32,8367 + 0,0116611 \cdot t, \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}).$$

Определить также теплоту, необходимую для нагрева 1 кг смеси газов при постоянном объёме от температуры $t_1=200$ °С, $t_2=800$ °С, и показатель адиабаты k в интервале температур t_1 и t_2 .

1.2. Порядок выполнения расчета

1.2.1. Определяем кажущуюся молекулярную массу смеси газов по формуле

$$\mu_{\text{см}} = r_{\text{N}_2} \cdot \mu_{\text{N}_2} + r_{\text{CO}_2} \cdot \mu_{\text{CO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \mu_{\text{H}_2\text{O}},$$

где r_{N_2} , r_{CO_2} и $r_{\text{H}_2\text{O}}$ - объёмные доли компонентов смеси в долях единицы;

μ_{N_2} , μ_{CO_2} и $\mu_{\text{H}_2\text{O}}$ - молекулярные массы компонентов смеси, кг/кмоль.

1.2.2. Находим массовые доли компонентов смеси

$$g_{\text{N}_2} = \frac{r_{\text{N}_2} \cdot \mu_{\text{N}_2}}{\mu_{\text{см}}}; \quad g_{\text{CO}_2} = \frac{r_{\text{CO}_2} \cdot \mu_{\text{CO}_2}}{\mu_{\text{см}}}; \quad g_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \mu_{\text{H}_2\text{O}}}{\mu_{\text{см}}}.$$

1.2.3. Вычисляем газовую постоянную смеси газов

$$R_{\text{см}} = 8314 / \mu_{\text{см}}, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

1.2.4. Определяем парциальное давление водяного пара

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = P_{\text{см}} \cdot r_{\text{H}_2\text{O}},$$

где $P_{\text{см}}=10^5$ Па – давление смеси газов; $r_{\text{H}_2\text{O}}$ - объёмная доля водяного пара в долях единицы.

1.2.5. Находим плотность и удельный объём смеси при нормальных физических условиях

$$\rho_{\text{см}} = \mu_{\text{см}} / 22,4, \text{ кг}/\text{м}^3; \quad v_{\text{см}} = 1 / \rho_{\text{см}}, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

1.2.6. Вычисляем истинную мольную изобарную теплоёмкость смеси газов по формуле

$$\mu C_{\text{рсм}} = \alpha_{\text{см}} + b_{\text{см}} \cdot t,$$

где $\alpha_{\text{см}} = 28,5372 \cdot r_{\text{N}_2} + 41,3597 \cdot r_{\text{CO}_2} + 32,8367 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}};$

$b_{\text{см}} = (5,3905 \cdot r_{\text{N}_2} + 14,4985 \cdot r_{\text{CO}_2} + 11,6611 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}) \cdot 10^{-3};$

r_{N_2} , r_{CO_2} , $r_{\text{H}_2\text{O}}$ - мольные (объёмные) доли компонентов смеси в долях единицы.

1.2.7. Вычисляем среднюю мольную изобарную теплоёмкость смеси газов в интервале температур t_1 и t_2

$$\mu C_{\text{рсм}} \Big|_{t_1}^{t_2} = \alpha_{\text{см}} + \frac{b_{\text{см}}}{2} (t_1 + t_2), \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}).$$

1.2.8. Вычисляем среднюю молярную изохорную теплоёмкость смеси газов в интервале температур t_1 и t_2

$$\mu C_{\text{всм}} \Big|_{t_1}^{t_2} = \mu C_{\text{рсм}} \Big|_{t_1}^{t_2} - 8,314, \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}).$$

1.2.9. Определяем среднюю объёмную изобарную и изохорную теплоёмкость смеси газов в интервале температур t_1 и t_2

$$C'_{\text{рсм}} \Big|_{t_1}^{t_2} = \mu C_{\text{рсм}} \Big|_{t_1}^{t_2} / 22,4, \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}); C'_{\text{всм}} \Big|_{t_1}^{t_2} = \mu C_{\text{всм}} \Big|_{t_1}^{t_2} / 22,4, \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}).$$

1.2.10. Находим среднюю массовую изобарную и изохорную теплоёмкость смеси газов в интервале температур t_1 и t_2

$$C_{\text{рсм}} \Big|_{t_1}^{t_2} = \mu C_{\text{рсм}} \Big|_{t_1}^{t_2} / \mu_{\text{см}}, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); C_{\text{всм}} \Big|_{t_1}^{t_2} = \mu C_{\text{всм}} \Big|_{t_1}^{t_2} / \mu_{\text{см}}, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

1.2.11. Определяем теплоту, необходимую для нагрева 1 кг смеси газов при постоянном объёме от температуры t_1 до t_2

$$q = C_{\text{всм}} \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1), \text{ кДж}/\text{кг}.$$

1.2.12. Вычисляем показатель адиабаты

$$\kappa = C_{\text{рсм}} \Big|_{t_1}^{t_2} / C_{\text{всм}} \Big|_{t_1}^{t_2}.$$

2. Расчет теоретического цикла двигателя внутреннего сгорания (ДВС)

2.1. Исходные данные

Рабочее тело ДВС обладает свойствами воздуха: газовая постоянная $R=287$ Дж/(кг·К); изобарная массовая теплоёмкость $C_p=1005$ Дж/(кг·К); изохорная массовая теплоёмкость $C_v=718$ Дж/(кг·К); показатель адиабаты $\kappa=1,4$.

Начальное давление и температура рабочего тела равны: $P_1=10^5-100 \cdot Z_5$, Па; $T_1=320+Z_5$, К, где Z_5 – порядковый номер студента в журнале группы.

Параметры цикла, число цилиндров, число оборотов вала ДВС, диаметр цилиндров и ход поршня принимаются по таблице 1.

Механический к.п.д. карбюраторных ДВС равен $\eta_m=0,78$, а дизельных - $\eta_m=0,7$.

Требуется определить: параметры рабочего тела (P, v, T) в характерных точках теоретического цикла ДВС, термический к.п.д. теоретического цикла, среднее индикаторное давление, эффективную мощность ДВС, удельный расход тепла на выработку 1 кВт·ч механической энергии. Изобразить теоретический цикл ДВС в $p-v$ и $T-s$ диаграммах.

2.2. Тепловой расчет ДВС

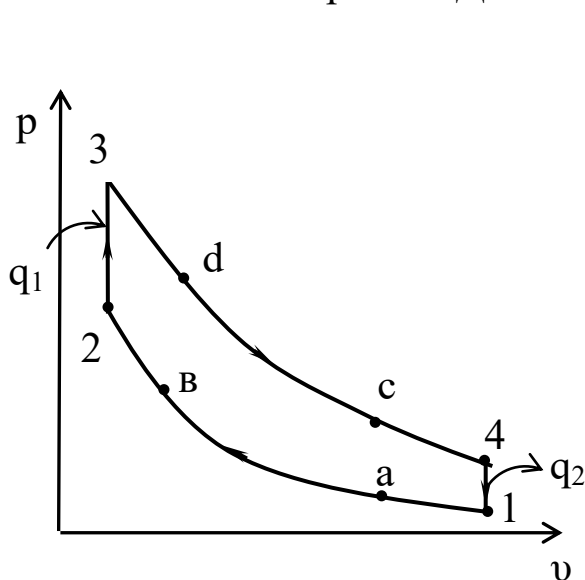


Рис.2.1. Теоретический цикл карбюраторного ДВС в $p-v$ диаграмме

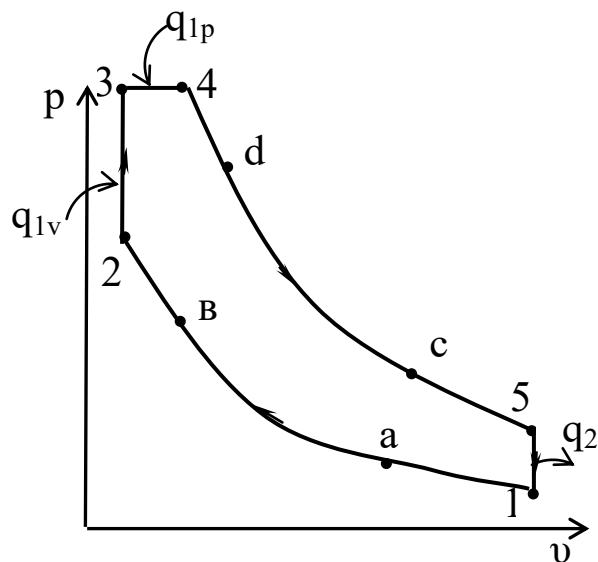


Рис.2.2. Теоретический цикл бескомпрессорного дизельного ДВС в $p-v$ диаграмме

Таблица 1

Исходные данные к расчету ДВС

| Z_3 | Тип ДВС | Параметры цикла | | | Число цилиндров, i | Диаметр цилиндра, D , мм | Ход поршня, $S_{п}$, мм | Число оборотов вала, n , об/мин |
|-------|---------|--------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|----------------------------|--------------------------|-----------------------------------|
| | | ε | λ | ρ | | | | |
| 0 | D | $14+0,4 \cdot Z_1$ | $1,5+0,01 \cdot Z_2$ | $1,7+0,01 \cdot Z_2$ | 4 | $100+2 \cdot Z_1$ | $D+Z_5$ | 1500 |
| 1 | K | $7+0,1 \cdot Z_1$ | $3,2+0,01 \cdot Z_2$ | - | 6 | $80+2 \cdot Z_1$ | $D-Z_1$ | 3000 |
| 2 | D | $13+0,6 \cdot Z_1$ | $1,55+0,01 \cdot Z_2$ | $1,7+0,01 \cdot Z_1$ | 6 | $120+2 \cdot Z_1$ | $D+2 \cdot Z_3$ | 1500 |
| 3 | D | $12+0,8 \cdot Z_1$ | $1,6+0,01 \cdot Z_2$ | $1,7+0,01 \cdot Z_1$ | 8 | $110+2 \cdot Z_1$ | $D+2 \cdot Z_2$ | 1500 |
| 4 | K | $8+0,1 \cdot Z_1$ | $3,3+0,01 \cdot Z_2$ | - | 4 | $110-2 \cdot Z_1$ | $D-Z_2$ | 3000 |
| 5 | K | $10-0,1 \cdot Z_1$ | $3,4+0,01 \cdot Z_2$ | - | 6 | $90+2 \cdot Z_1$ | $D+Z_1$ | 3000 |
| 6 | D | $15+0,2 \cdot Z_1$ | $1,5+0,02 \cdot Z_2$ | $1,7+0,01 \cdot Z_1$ | 8 | $140+2 \cdot Z_2$ | $D+Z_5$ | 1500 |
| 7 | D | $14+0,5 \cdot Z_1$ | $1,5+0,02 \cdot Z_2$ | $1,7+0,01 \cdot Z_1$ | 12 | $150+Z_5$ | $D+2 \cdot Z_1$ | 1500 |
| 8 | D | $13+0,5 \cdot Z_1$ | $1,5+0,03 \cdot Z_2$ | $1,65+0,02 \cdot Z_2$ | 12 | $200-Z_5$ | $D+2 \cdot Z_2$ | 1500 |
| 9 | K | $9-0,1 \cdot Z_1$ | $3,5-0,01 \cdot Z_2$ | - | 6 | $90+4 \cdot Z_2$ | $D+Z_2$ | 3000 |

K - карбюраторный ДВС; D - бескомпрессорный дизельный ДВС;

Z_1 - число букв в фамилии студента; Z_2 - предпоследняя цифра номера зачетки;

Z_3 - последняя цифра номера зачетной книжки; Z_5 – порядковый номер студента в журнале группы.

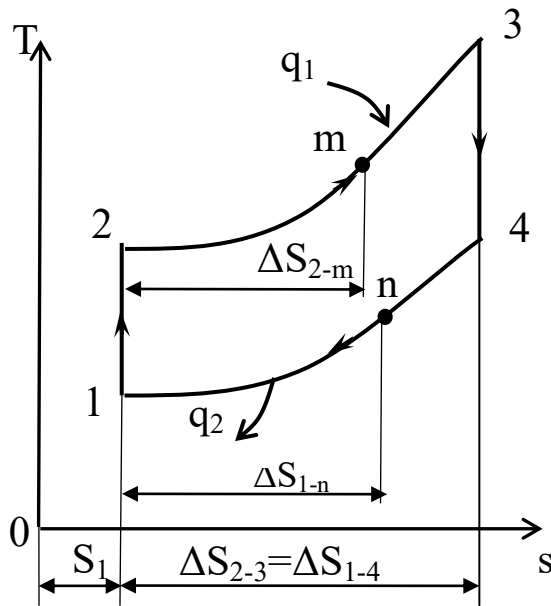


Рис.2.3. Теоретический цикл карбюраторного ДВС в T-s диаграмме

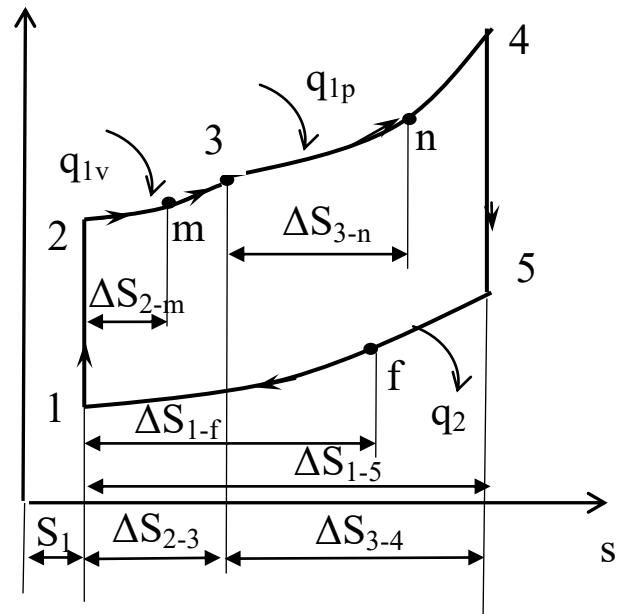


Рис.2.4. Теоретический цикл бескомпрессорного ДВС в T-s диаграмме

2.2.1. Используя уравнение Клапейрона для состояния в точке 1 $P_1 \cdot v_1 = RT_1$, определяем удельный объем рабочего тела в точке 1

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{P_1},$$

где v_1 – удельный объем рабочего тела в точке 1, $\text{м}^3/\text{кг}$; $R=287$ Дж/(кг·К) – газовая постоянная воздуха; T_1 – абсолютная температура, К; P_1 – давление рабочего тела, Па.

2.2.2. Используя параметры рабочего тела в точке 1 (P_1, v_1, T_1) и формулы связи между параметрами газа в адиабатном процессе, вычисляем параметры рабочего тела в точке 2 (v_2, P_2, T_2)

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}; \quad P_2 = P_1 \cdot \varepsilon^k; \quad T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1},$$

где ε – степень сжатия; $k=1,4$ – показатель адиабаты.

2.2.3. Вычисляем параметры рабочего тела в точке 3 (P_3, v_3, T_3), учитывая, что процесс 2-3 изохорный и $\lambda = \frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2}$

$$v_3 = v_2; \quad P_3 = P_2 \cdot \lambda; \quad T_3 = T_2 \cdot \lambda,$$

где λ – степень повышения давления.

2.2.4. Определяем параметры рабочего тела в точке 4 (P_4, v_4, T_4):

а) для карбюраторного ДВС, учитывая, что процесс 3-4 адиабатный и процесс 4-1 изохорный

$$v_4=v_1; P_4=P_1 \cdot \lambda; T_4=T_1 \cdot \lambda.$$

б) для бескомпрессорного дизельного ДВС, учитывая, что процесс

$$3-4 \text{ изобарный и } \rho = \frac{v_4}{v_3} = \frac{T_4}{T_3}$$

$$P_4=P_3; v_4=v_3 \cdot \rho; T_4=T_3 \cdot \rho,$$

где ρ - степень предварительного расширения.

2.2.5. Для бескомпрессорного дизельного ДВС находим параметры рабочего тела в точке 5, учитывая, что процесс 4-5 адиабатный, а процесс 5-1 изохорный

$$v_5=v_1; P_5=P_1 \cdot \lambda \cdot \rho^k; T_5=T_1 \cdot \lambda \cdot \rho^k.$$

2.2.6. Определяем подводимую к газу теплоту q_1 и отводимую от газа теплоту q_2 :

а) для карбюраторного ДВС

$$q_1=C_v \cdot (T_3-T_2); q_2=C_v \cdot (T_4-T_1),$$

где q_1 - тепло, подводимое к газу, Дж/кг;

q_2 - тепло, отводимое от газа, Дж/кг;

$C_v=718$ Дж/(кг·К) - изохорная массовая теплоемкость воздуха;

б) для бескомпрессорного дизельного ДВС

$$q_1=q_{1v}+q_{1p}=C_v \cdot (T_3-T_2)+C_p \cdot (T_4-T_3); q_2=C_v \cdot (T_5-T_1),$$

где $C_p=1005$ Дж/(кг·К) – изобарная массовая теплоемкость воздуха.

2.2.7. Вычисляем полезную работу за один цикл

$$\ell=q_1-q_2,$$

где ℓ – полезная работа 1 кг газа за один цикл, Дж/кг.

2.2.8. Определяем термический к.п.д. цикла

$$\eta_t = \frac{\ell}{q_1},$$

где η_t - термический к.п.д. цикла.

2.2.9. Определяем среднее индикаторное давление цикла

$$P_i = \frac{\ell}{v_1 - v_2},$$

где P_i – среднее индикаторное давление цикла, Па.

2.2.10. Находим действительное среднее индикаторное давление цикла

$$P_i^g = P_1 \cdot \eta_o,$$

где $\eta_o=0,95$ – относительный к.п.д.

2.2.11. Определяем эффективную мощность ДВС

$$N_e=0,785 \cdot D^2 \cdot S_n \cdot P_i^g \cdot \frac{n}{120} \cdot i \cdot \eta_m \cdot 10^{-3},$$

где N_e – эффективная мощность ДВС, кВт; D – диаметр цилиндра ДВС, м; n – число оборотов вала ДВС, об/мин; i – число цилиндров ДВС; η_m – механический к.п.д. ДВС.

2.2.12. Определяем удельный расход тепла на 1 кВт·ч вырабатываемой электроэнергии

$$q = \frac{3600}{\eta_t \cdot \eta_o \cdot \eta_m},$$

где q – удельный расход тепла на 1 кВт·ч вырабатываемой механической энергии, кДж/кВт·ч; η_t , η_o , η_m – соответственно термический к.п.д. цикла, относительный к.п.д., механический к.п.д. ДВС.

2.2.13. Строим в масштабе в p - v диаграмме теоретический цикл ДВС (рис.2.1 и 2.2), предварительно задавшись удельными объемами в точках «а», «b», «с», «d» и вычислив в этих точках давления P_a , P_b , P_c и P_d по формулам:

а) для карбюраторного ДВС

$$P_a=P_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_a}\right)^k; \quad P_b=P_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_b}\right)^k; \quad P_c=P_4 \cdot \left(\frac{v_4}{v_c}\right)^k; \quad P_d=P_4 \cdot \left(\frac{v_4}{v_d}\right)^k;$$

где $v_a=v_c=0,6 \div 0,7$ и $v_b=v_d=0,3 \div 0,4$;

б) для бескомпрессорного дизельного ДВС

$$P_a=P_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_a}\right)^k; \quad P_b=P_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_b}\right)^k; \quad P_c=P_5 \cdot \left(\frac{v_5}{v_c}\right)^k; \quad P_d=P_5 \cdot \left(\frac{v_5}{v_d}\right)^k;$$

где $v_a=v_c=0,6 \div 0,7$ м³/кг, $v_b=0,3 \div 0,35$ м³/кг и $v_d=0,35 \div 0,45$ м³/кг.

2.2.14. Вычисляем энтропию рабочего тела в точке 1 по формуле

$$S_1 = C_p \cdot \ln \frac{T_1}{273} - R \cdot \ln \frac{P_1}{101325},$$

где S_1 – энтропия рабочего тела в точке 1, Дж/(кг·К); T_1 – температура в точке 1, К; P_1 – давление в точке 1, Па; $R=287$ Дж/(кг·К) – газовая постоянная воздуха; $C_p=1005$ Дж/(кг·К) – массовая изобарная теплоемкость воздуха.

2.2.15. Вычисляем изменение энтропии рабочего тела во всех процессах цикла с учетом промежуточных точек “m”, “n” и “f”:

а) для карбюраторного ДВС

$$\Delta S_{1-2}=0; \Delta S_{2-3}=C_v \cdot \ln \frac{T_3}{T_2}; \Delta S_{3-4}=0; \Delta S_{4-1}=-C_v \cdot \ln \frac{T_4}{T_1};$$

$$\Delta S_{2-m}=C_v \cdot \ln \frac{T_m}{T_2}; \Delta S_{1-n}=C_v \cdot \ln \frac{T_n}{T_1};$$

где $T_m = \frac{T_2 + T_3}{2}$; $T_n = \frac{T_1 + T_4}{2}$;

б) для бескомпрессорного дизельного ДВС

$$\Delta S_{1-2}=0; \Delta S_{2-3}=C_v \cdot \ln \frac{T_3}{T_2}; \Delta S_{3-4}=C_p \cdot \ln \frac{T_4}{T_3}; \Delta S_{4-5}=0; \Delta S_{5-1}=-C_v \cdot \ln \frac{T_5}{T_1};$$

$$\Delta S_{2-m}=C_v \cdot \ln \frac{T_m}{T_2}; \Delta S_{3-n}=C_p \cdot \ln \frac{T_n}{T_3}; \Delta S_{1-f}=C_v \cdot \ln \frac{T_f}{T_1};$$

где $T_m = \frac{T_2 + T_3}{2}$; $T_n = \frac{T_1 + T_4}{2}$; $T_f = \frac{T_1 + T_5}{2}$;

2.2.16. Строим в масштабе в T-S диаграмме теоретический цикл ДВС (рис.2.3 - 2.4).

3. Тепловой расчет турбокомпрессора для наддува ДВС

3.1. Исходные данные

Для наддува дизельного двигателя внутреннего сгорания используют турбокомпрессоры, у которых газовая турбина, вращающая центробежный компрессор для сжатия атмосферного воздуха, работает на отработавших газах ДВС. Давление газов на входе в турбину равно $P_3=(2,2+0,05Z_1) \cdot 10^5$ Па, а температура $t_3=600+10 \cdot Z_3$, °С, где Z_3 – последняя цифра номера зачетной книжки. К.п.д. турбины равен $\eta_T=0,7$. Давление газов за турбиной равно $P_T=10^5$ Па.

Секундный массовый расход газа через турбину равен m_T кг/с, а расход воздуха через компрессор равен m_B кг/с, $m_T/m_B=1+0,007 \cdot Z_1$.

Давление и температура воздуха на входе в компрессор равны $P_1=10^5-Z_1 \cdot 500$ Па, $t_1=290+Z_2$ °С, где Z_2 – предпоследняя цифра номера зачетной книжки студента. К.п.д. компрессора равен $\eta_K=0,72$. Полагая, что рабочее тело обладает свойствами воздуха (газовая постоянная $R=287$ Дж/кг·К). Показатель адиабаты процесса сжатия воздуха в компрессоре равен $\kappa_c=1,4$, а показатель процесса расширения газов в турбине равен $\kappa_p=1,35$. Требуется определить давление и темпе-

ратуру воздуха на выходе из компрессора, т.е. P_2 и t_2 , а также температуру газов на выходе из турбины.

3.2. Порядок выполнения расчета

3.2.1. Находим температуру газов за турбиной, полагая, что газ расширяется в турбине по адиабате, т.е.

$$T_4/T_3 = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\kappa_p - 1}{\kappa_p}}, \text{ отсюда}$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\kappa_p - 1}{\kappa_p}} = (273 + t_3) \left(\frac{10^5}{P_3}\right)^{\frac{1,35 - 1}{1,35}}, \text{ К.}$$

3.2.2. Определяем теоретическую работу расширения 1 кг газов в

турбине $\ell_T^o = \frac{\kappa_p}{\kappa_p - 1} \cdot R(T_3 - T_4)$, Дж/кг.

3.2.3. Полагая, что мощность турбины N_T равна мощности компрессора N_K , находим теоретическую работу адиабатного сжатия воздуха в компрессоре

$$N_T = m_T \cdot \ell_T^o \cdot \eta_T = N_K = m_B \cdot \ell_K^o / \eta_K, \text{ отсюда}$$

$$\ell_K^o = \frac{m_T}{m_B} \cdot \ell_T^o \cdot \eta_T \cdot \eta_K, \text{ Дж/кг.}$$

3.2.4. Так как $\ell_K^o = \frac{\kappa_c}{\kappa_c - 1} \cdot R \cdot (T_2 - T_1)$, то отсюда находим

$$T_2 = T_1 + \frac{\kappa_c - 1}{\kappa_c} \cdot \frac{\ell_K^o}{R}, \text{ К.}$$

3.2.5. Находим давление сжатого воздуха из формулы

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa_c - 1}{\kappa_c}},$$

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\kappa_c}{\kappa_c - 1}}, \text{ Па.}$$

4. Расчет одноступенчатого поршневого компрессора

4.1. Исходные данные

Одноступенчатый поршневой компрессор, имеющий относительную величину вредного пространства $\alpha=0,05$, сжимает $(10 \cdot Z_1)$ м³/ч воздуха при давлении $P_1=10^5-200 \cdot Z_3$ Па и температуре $t_1=10+Z_2$ °С до давления $P_2=(6+0,1 \cdot Z_1) \cdot 10^5$ Па. Сжатие и расширение воздуха совершаются по политропе с показателем $n=1,2+0,01 \cdot Z_1$. Определить мощность двигателя для привода компрессора, его объёмный к.п.д., температуру конца сжатия, расход охлаждающей воды, если её температура увеличивается на $\Delta t=15$ °С. К.п.д. компрессора равен $\eta_k=0,7$. Изобразить индикаторную диаграмму компрессора.

4.2. Порядок выполнения расчета

4.2.1. Находим степень повышения давления в компрессоре

$$\pi = \frac{P_2}{P_1}$$

4.2.2. Определяем температуру воздуха в конце сжатия $T_2=T_1 \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}}$, где $T_1=273+t_1$, К – температура воздуха на входе в компрессор.

4.2.3. Вычисляем объёмный к.п.д. компрессора по формуле

$\eta_v = 1 - \alpha(\pi^{1/n} - 1)$, где $\alpha=0,05$ – относительная величина вредного пространства.

4.2.4. Находим объёмную секундную производительность компрессора $V=10 \cdot Z_1/3600$, м³/с.

4.2.5. Вычисляем работу сжатия 1 м³ воздуха по формуле

$$\ell' = \frac{n}{n-1} \cdot P_1(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1), \text{ Дж/м}^3.$$

Здесь P_1 – давление воздуха на входе в компрессор, Па.

4.2.6. Определяем мощность двигателя для привода компрессора $N_r=V \cdot \ell' \cdot 10^{-3}/\eta_k$, кВт. Здесь $\eta_k=0,7$ – к.п.д. компрессора.

4.2.7. Находим теплоёмкость воздуха в политропном процессе

$$C=C_v \frac{n-k}{n-1},$$

где $C_v=0,718$ кДж/(кг · К) – изохорная массовая теплоёмкость воздуха; $k=1,4$ – показатель адиабаты для воздуха; C , кДж/(кг · К) – теплоёмкость воздуха в политропном процессе.

4.2.8. Определяем плотность воздуха на входе в компрессор по формуле

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1},$$

где P_1 , Па; T_1 , К; $R=287$ Дж/(кг·К) – газовая постоянная воздуха; ρ_1 – плотность, кг/м³.

4.2.9. Находим массовую производительность компрессора

$$m=V \cdot \rho_1, \text{ кг/с.}$$

4.2.10. Определяем теплоту, отводимую от воздуха в процессе сжатия через стенку цилиндра компрессора

$$Q=m \cdot C \cdot (T_2-T_1), \text{ кВт.}$$

4.2.11. Находим расход охлаждающей воды

$$m_{H_2O} = Q/(4,19 \cdot \Delta t),$$

где m_{H_2O} - расход охлаждающей воды, кг/с; $\Delta t=15$ °С – повышение температуры охлаждающей воды; 4,19 кДж/(кг·К) – теплоёмкость воды.

4.2.12. Изображаем индикаторную диаграмму компрессора (рис.4.1.).

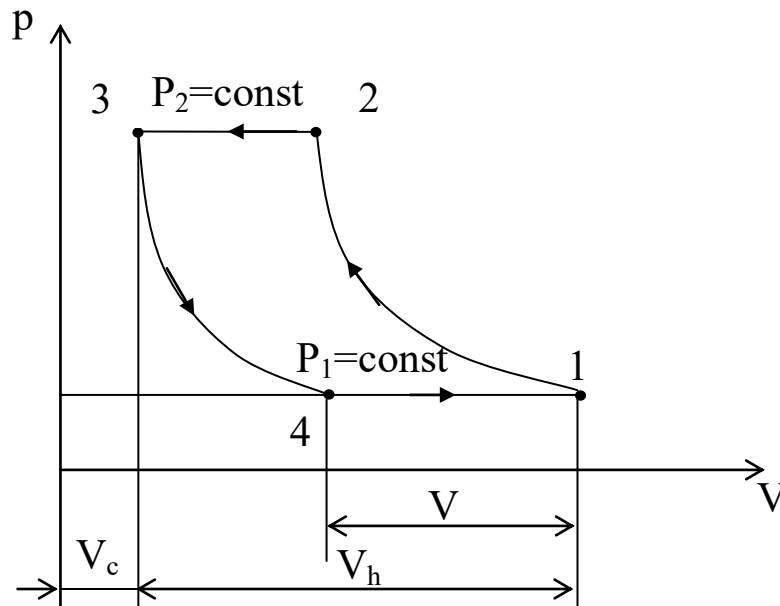


Рис.4.1. Индикаторная диаграмма компрессора

5. Расчет теплопередачи

5.1. Исходные данные

По вертикальной латунной трубке с внутренним диаметром $d_1=Z_1+3$ мм протекает горячая вода со скоростью $w_1=0,2+0,01 \cdot Z_2$, м/с,

температура воды на входе в трубку равна $t_1' = 90 + 0,5 \cdot Z_1$ °С, а на выходе - $t_1'' = 85 + 0,5 \cdot Z_1$ °С.

Снаружи трубка омывается воздухом поперек оси трубки со скоростью $w_2 = 7 + 0,5 \cdot Z_3$ м/с. Температура натекающего потока воздуха равна $t_{f2} = 25 + Z_1$ °С.

Требуется определить: коэффициент теплоотдачи от воды к трубке α_1 ; коэффициент теплоотдачи от трубки к воздуху α_2 ; коэффициент теплопередачи от воды к воздуху, если коэффициент теплопроводности латуни равен $\lambda = 85$ Вт/(м·К); длину трубки ℓ .

5.2. Порядок выполнения расчета

5.2.1. Находим среднюю температуру воды в трубке

$$t_{f1} = 0,5(t_1' + t_1''), \text{ °С.}$$

5.2.2. При температуре t_{f1} по таблице 2 определяем: коэффициент теплопроводности воды λ_{f1} , Вт/(м·К); коэффициент кинематической вязкости воды ν_{f1} , м²/с; критерий Прандтля Pr_{f1} теплоёмкость C_p , Дж/(кг·К).

5.2.3. При температуре t_{f2} по таблице 3 определяем: коэффициент теплопроводности воздуха λ_{f2} , Вт/(м·К); коэффициент кинематической вязкости воздуха ν_{f2} , м²/с.

Таблица 2

Физические параметры воды

| t, °С | ρ , кг/м ³ | C_p , Дж/(кг·К) | λ_f , Вт/(м·К) | ν_f , м ² /с | β_f , К ⁻¹ | Pr_f |
|-------|----------------------------|-------------------|------------------------|-----------------------------|-----------------------------|--------|
| 80 | 971,8 | 4195 | 0,675 | $0,365 \cdot 10^{-6}$ | $6,32 \cdot 10^{-4}$ | 2,21 |
| 90 | 965,3 | 4208 | 0,680 | $0,326 \cdot 10^{-6}$ | $6,95 \cdot 10^{-4}$ | 1,95 |
| 100 | 958,4 | 4220 | 0,683 | $0,295 \cdot 10^{-6}$ | $0,295 \cdot 10^{-4}$ | 1,75 |

Таблица 3

Физические параметры воздуха

| t, °С | λ_f , Вт/(м·К) | ν_f , м ² /с | t, °С | λ_f , Вт/(м·К) | ν_f , м ² /с |
|-------|------------------------|-----------------------------|-------|------------------------|-----------------------------|
| 30 | 0,02675 | $1,6 \cdot 10^{-5}$ | 40 | 0,02756 | $1,696 \cdot 10^{-5}$ |

5.2.4. Вычисляем критерий Рейнольдса для горячей воды, протекающей через трубку

$$Re_{fl} = \frac{w_1 \cdot d_1}{\nu_{fl}},$$

где w_1 – скорость горячей воды, м/с;

d_1 – внутренний диаметр трубки, м;

ν_{fl} – коэффициент кинематической вязкости воды, м²/с.

5.2.5. Если критерий $Re_{fl} < 2300$, то режим течения воды ламинарный и критериальное уравнение теплоотдачи имеет вид

$$Nu_{fl} = 0,15 \cdot Re_{fl}^{0,33} \cdot Pr_{fl}^{0,43} \cdot Gr_{fl}^{0,1} \cdot (Pr_{fl}/Pr_w)^{0,25} \cdot \varepsilon_\ell,$$

где Nu_{fl} – критерий Нуссельта;

$$Gr_{fl} = \frac{g \cdot d_1^3 \cdot \beta_{fl} \cdot \Delta t}{\nu_{fl}^2} - \text{критерий Грасгофа};$$

$g = 9,81$, м/с²; d_1 , м; β_{fl} – температурный коэффициент объёмного расширения воды, К⁻¹; $(Pr_{fl}/Pr_w)^{0,25} \cong 1,0$;

$\varepsilon_\ell \cong 1$ – поправочный коэффициент, зависящий от длины трубки, т.е. от величин ℓ/d_1 .

Если $Re_{fl} > 10000$, то режим течения воды турбулентный и критериальное уравнение теплоотдачи имеет вид

$$Nu_{fl} = 0,021 \cdot Re_{fl}^{0,8} \cdot Pr_{fl}^{0,43} \cdot (Pr_{fl}/Pr_w)^{0,25} \cdot \varepsilon_\ell.$$

Вычислив критерий Нуссельта, определяем коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = Nu_{fl} \cdot \lambda_{fl} / d_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5.2.6. Находим критерий Рейнольдса для воздуха, омывающего трубку, $Re_{f2} = w_2 \cdot d_2 / \nu_{f2}$, где w_2 – скорость воздуха, омывающего трубку, м/с; d_2 – внешний диаметр трубки, м; ν_{f2} – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с.

5.2.7. Если $Re_{f2} < 10^3$, то $Nu_{f2} = 0,49 \cdot Re_{f2}^{0,5}$.

Если $Re_{f2} > 10^3$, то $Nu_{f2} = 0,245 \cdot Re_{f2}^{0,6}$.

Вычислив критерий Нуссельта, определяем коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2 = Nu_{f2} \cdot \lambda_{f2} / d_2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5.2.8. Определяем линейный коэффициент теплопередачи

$$K_\ell = \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ell_n d_2 / d_1 + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}),$$

где λ – коэффициент теплопроводности латуни, Вт/(м·К).

5.2.9. Вычисляем теплоту, отводимую от горячей воды

$$Q = w_1 \cdot 0,785 \cdot d_1^2 \cdot \rho_1 \cdot C_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1), \text{ Вт},$$

где Q – теплота, передаваемая от воды к воздуху, Вт; w_1 – скорость течения воды, м/с; d_1 – внутренний диаметр трубки, м; ρ_1 – плотность воды, кг/м³; C_{p1} – изобарная массовая теплоёмкость воды, Дж/(кг·К); $t'_1 - t''_1$ – температура воды на входе в трубку и на выходе из неё.

5.2.10. Из уравнения теплопередачи $Q = K_\ell \cdot \pi \cdot \ell \cdot (t_{f1} - t_{f2})$ находим длину трубки ℓ

$$\ell = Q / (K_\ell \cdot \pi \cdot (t_{f1} - t_{f2})), \text{ м}.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Теплотехника [Текст] : учебник / под ред. А. П. Баскакова. - 3-е изд., перераб. и доп. - М. : БАСТЕТ, 2010. - 328 с.
2. Ерофеев В. Л. Теплотехника: учебник. - М.: Академкнига, 2006. - 456 с.
3. Теплотехника: Учебник / Под ред. В. Н. Луканина. - 4-е изд., испр. - М.: Высшая школа, 2003. - 671 с.
4. Техническая термодинамика и теплотехника [Текст]: учебное пособие / под ред. А. А. Захаровой. - 2-е изд., испр. - М.: Академия, 2008. - 272 с.

