

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
**«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)»**
ВОЛЖСКИЙ ФИЛИАЛ

«РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»
Методические указания для выполнения курсовой работы

Направление:

23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Профиль:

Автомобильный сервис

Чебоксары 2024 г.

1 Структура и объем курсовой работы

Пояснительную записку составляют по частям в процессе расчетов и окончательно оформляют в конце выполнения проекта.

Пояснительная записка должна содержать:

- Титульный лист
- Задание
- Аннотация
- Содержание
- Введение
- Расчетная часть
- Заключение
- Литература
- Приложения

Титульный лист является первой страницей пояснительной записки, оформляется на стандартном бланке.

Задание на курсовую работу выдает руководитель и утверждает заведующий кафедрой. В задании указываются название темы, исходные данные для выполнения работы, структура работы. Задание подписывают студент и руководитель.

Аннотация должна содержать краткие сведения о цели и задачах курсовой работы, структуре и объеме выполненной работы, способах решения поставленных задач и достигнутых результатах. Аннотация по объему соответствует одному листу формата А4, оформляется на листе по форме 2 ГОСТ 2.104.

В *содержание* выносятся название всех разделов, подразделов с указанием страниц, на которых размещается начало текстового материала. Заголовки содержания должны точно повторять заголовки в тексте. Названия разделов пишутся прописными буквами.

Введение это вступительная часть пояснительной записки. Во введении обосновывается актуальность выбранной темы, цель и содержание курсовой работы, формулируются основные задачи, поставленные для решения в курсовой работе, объект и предмет исследования, сообщается, в чем заключается прикладная ценность полученных результатов, также может помещаться краткая историческая справка о развитии соответствующей области науки и техники. Объем введения не превышает 2-3 листов.

Расчетная часть пояснительной записки должна содержать полные расчеты двигателя внутреннего сгорания в соответствии с заданием. Все расчеты в записке снабжают

кратким, но связным пояснительным текстом, позволяющим разобраться в существе вопроса без помощи автора. Стил ь изложения материала должен быть предельно точным, не допускающим произвольного и противоречивого толкования какого-либо положения, язык лаконичным и грамотным. Пояснения следует вести в безличной форме («Определение массы» и т.п.). Пояснительный текст не должен содержать устаревшей терминологии. Текст пояснительной записки расчленяют на рубрики (разделы, подразделы, пункты, подпункты), которые должны иметь порядковые номера. Номера подразделов состоят из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой. Единицы измерения физических величин должны соответствовать международной системе (СИ), а также временно допустимым к применению некоторым единицам упраздненных систем по состоянию, соответствующему периоду проектирования. Формулы необходимо снабжать ссылками на литературный источник. Если формула повторяется в последующих разделах, то достаточно сделать ссылку на номер формулы.

В конце каждого расчета необходимо делать выводы по полученным результатам, указывать, пригодны ли эти результаты и т.п.

В *заключении* рекомендуется сформулировать основные результаты и выводы по выполненной работе.

В *библиографический список* заносят полное библиографическое описание книг и других источников, которые были использованы при выполнении работы и на которые в тексте записки имеются ссылки.

В *приложение* выносятся необходимые поясняющие материалы.

Пояснительная записка к курсовому проекту оформляется компьютерным (машинописным) способом, кроме того, допускается рукописный вариант оформления работы.

Общий объем пояснительной записки: 10 - 20 стр. Формат А4, рамка форма 2 и 2а. Печать на компьютере: шрифт «Times New Roman» размер 14, полуторный интервал. Поля: левое – 30 мм , правое - 10 мм, верхнее -15мм , нижнее -20мм.

2. Указания по выполнению

Техническая характеристика двигателя автомобиля

Здесь в соответствии с индивидуальным заданием приводится полная техническая характеристика двигателя, предложенного в качестве прототипа и применяемого в нем топлива по следующим показателям:

- модель, тип, количество, расположение и порядок работы цилиндров
- число тактов рабочего процесса
- диаметр и ход поршня
- рабочий объем
- степень сжатия
- номинальная частота вращения, мощность и максимальный крутящий момент
- вид, марка и низшая удельная теплота сгорания топлива, его элементарный состав и молекулярная масса
- коэффициент избытка воздуха и активного тепловыделения
- удельный эффективный расход топлива.

Источниками перечисленной информации являются:

- нормативно-справочная литература заводов-изготовителей автомобилей [4 - 6] и др.
- учебная и справочная литература [7 - 11]
- данные индивидуального задания.

Техническая характеристика двигателя, заданные показатели его рабочего процесса и справочные данные о топливе должны представляться в форме таблиц.

Определение параметров рабочего тела

Расчет начинают с определения теоретически необходимого количества воздуха, требуемого для полного сгорания компонентов, входящих в состав 1 кг топлива

$$\ell_0 = \frac{2,67 \cdot C + 8H - O}{K_v}, \quad (1)$$

где C, H, O – количество углерода, водорода и кислорода (по массе), содержащееся в 1 кг топлива, кг;

K_v – коэффициент, учитывающий массовую долю кислорода в составе воздуха, $K_v=0,232$.

Количество воздуха в киломолях определяют с учетом его молекулярной массы

$$L_0 = \frac{\ell_0}{\mu_v}, \quad (2)$$

где μ_v – молекулярная масса воздуха, $\mu_v = 28,96$ кг/кмоль.

Количество горючей смеси (свежего заряда), которое должно быть подано в цилиндры двигателя, определяют с учетом коэффициента избытка воздуха, молекулярной массы топлива и типа двигателя по формулам:

- для карбюраторного двигателя

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1/\mu_t, \quad (3)$$

- для дизельного двигателя и двигателя на сжиженном газе

$$M_1 = \alpha \cdot L_0, \quad (4)$$

где α - коэффициент избытка воздуха;

μ_t – молекулярная масса топлива.

Общее количество продуктов сгорания топлива определяют следующим образом:

- для карбюраторного двигателя

$$M_2 = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 + H/2 + C/12, \quad (5)$$

- для дизельного двигателя

$$M_2 = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 + H/2 + C/12 + 0,21(\alpha - 1) \cdot L_0. \quad (6)$$

Расчет процесса впуска

Дизельный двигатель без наддува

Для расчета основных параметров процесса впуска дополнительно задаются следующими исходными данными [7]:

- атмосферное давление P_0 и температура окружающего воздуха T_0 ;
- давление P_r и температура T_r остаточных газов;
- температура подогрева свежего заряда ΔT .

Расчет процесса впуска осуществляют в следующей последовательности.

Определяют массовую плотность свежего заряда ρ_k на впуске

$$\rho_k = P_k \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_k), \quad (7)$$

где P_k – давление на впуске в цилиндры двигателя, $P_k = P_0$, мПа;

R_B – газовая постоянная, для воздуха $R_B = 287$ Дж/(кг·град);

T_k – температура свежего заряда на впуске, $T_k = T_0$.

Для определения потерь давления на впуске задаются значениями показателей:

- коэффициента потерь давления $(\beta^2 + E_{вп}) = 3,25 - 3,50$;
- скорости заряда на впуске $\omega_{вп} = 75$ м/с.

Величину потерь давления на впуске в двигатель определяют следующим образом

$$\Delta P_a = (\beta^2 + E_{\text{вп}}) \cdot (\omega_{\text{вп}}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6}) / 2, \quad (8)$$

Давление в конце впуска определяется как разность давлений на впуске P_k и потерь давления в процессе впуска ΔP_a

$$P_a = P_k - \Delta P_a, \quad (9)$$

Подсчитывают коэффициент остаточных газов по формуле

$$\gamma_r = (T_k + \Delta T) \cdot P_r / [T_r \cdot (E \cdot P_a - P_r)], \quad (10)$$

где P_r – давление остаточных газов, мПа;

E – степень сжатия.

Давление остаточных газов P_r подсчитывают следующим образом

$$P_r = 1,1 \cdot P_k, \quad (11)$$

Температуру свежего заряда в конце впуска T_a определяют по формуле

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r) / (1 + \gamma_r), \quad (12)$$

Коэффициент наполнения цилиндров свежим зарядом

$$\eta_v = T_k (E \cdot P_a - P_r) / [(T_k + \Delta T)(E - 1) \cdot P_k]. \quad (13)$$

Дизельный двигатель с наддувом

Для теплового расчета дизельного двигателя с наддувом кроме показателей, характеризующих параметры окружающей среды P_0 , T_0 и остаточных газов P_r , T_r , принимают дополнительно по справочным данным: давление наддувочного воздуха P_k , показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре – n_k и температуру подогрева свежего заряда ΔT .

Перед началом процесса впуска определяют температуру наддувочного воздуха (за компрессором) T_k и давление остаточных газов P_r по формулам:

$$T_k = T_0 (P_k / P_0)^{(n_k - 1) / n_k}, \quad (14)$$

$$P_r = 0,8 \cdot P_k, \quad (15)$$

При расчете процесса впуска по формулам (7) - (9) определяют плотность свежего заряда ρ_k , потери давления ΔP_a и давление в конце впуска P_a .

Коэффициент остаточных газов для дизельных двигателей с наддувом определяют по формуле

$$\gamma_r = \left[(T_k + \Delta T) / T_r \right] \cdot [P_r / (E \cdot P_a - P_r)]. \quad (16)$$

Температуру свежего заряда в конце впуска и коэффициент наполнения цилиндров подсчитывают по формулам (12) и (13).

Карбюраторный двигатель

Для расчета процесса впуска двигателя с внешним смесеобразованием, работающего на бензино-воздушной смеси, используют исходные данные, перечисленные в п. 2.3.1. Массовую плотность свежего заряда на впуске ρ_k , коэффициент потерь давления $(\beta^2 + E_{вп})$, скорость заряда на впуске $\omega_{вп}$, потери давления на впуске - ΔP_a и давление в конце впуска P_a вычисляют также, как и для дизельных двигателей по формулам (7) – (9).

Коэффициент остаточных газов γ_r определяют по формуле (16). Температуру свежего заряда в конце впуска T_a и коэффициент наполнения цилиндров η_v подсчитывают с использованием выражений (12) и (13).

Двигатель с внешним смесеобразованием на сжиженном газе

Для определения параметров рабочего тела и расчета процесса впуска двигателя, работающего на сжиженном газе задаются:

- низшей удельной теплотой сгорания топлива Q_H ;
- средним элементарным составом топлива, т.е. наличием в нем компонентов C_3H_8 и C_4H_{10} в процентах;
- коэффициентом избытка воздуха из интервала $\alpha=1,1-1,3$.

Расчет ведут для условий сгорания 1 кмоль газа.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кмоль топлива определяют по формуле

$$L_0^1 = \frac{1}{0,21} \cdot \sum (n + m/4 - r/2) \cdot C_n H_m O_r, \quad (17)$$

где C_n , H_m , O_r – объемная доля горючего компонента в составе топлива.

Количество свежего заряда (горючей смеси), подаваемое в цилиндры двигателя, определяют по формуле (4).

Содержание продуктов сгорания 1 кмоль топлива определяется следующим образом:

- двуокиси углерода

$$M_{CO_2} = \sum n(C_n \cdot H_m \cdot O_r), \quad (18)$$

- водяного пара

$$M_{H_2O} = 0,5 \cdot \sum m(C_n \cdot H_m \cdot O_r), \quad (19)$$

- азота

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0, \quad (20)$$

- избыточного кислорода

$$M_{O_2} = 0,21(1 - \alpha) \cdot L_0. \quad (21)$$

Количество молей продуктов сгорания определяют суммированием

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2}. \quad (22)$$

Для расчета процесса впуска исходными данными так же, как и для карбюраторного двигателя, являются:

- параметры окружающей среды P_0, T_0 ;
- параметры свежего заряда на впуске $P_k=P_0, T_k=T_0$;
- давление и температура остаточных газов P_r, T_r ;
- температура подогрева свежего заряда ΔT .

Расчет процесса впуска двигателя, работающего на сжиженном газе, производят по формулам (7) – (13).

Расчет процесса сжатия

Дизельный двигатель без наддува

Перед началом расчета задаются следующими исходными данными:

- показателем политропы сжатия n_1 ;
- степенью сжатия E (по прототипу).

При расчете процесса сжатия определяют:

- давление в конце такта сжатия

$$P_c = P_a \cdot E^{n_1}, \quad (23)$$

- температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot E^{n_1-1}, \quad (24)$$

- среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия без учета влияния остаточных газов

$$\mu C_{vc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \quad (25)$$

- число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_0, \quad (26)$$

- число молей газов в конце сжатия до начала процесса сгорания

$$M_c = M_1 + M_r. \quad (27)$$

Дизельный двигатель с наддувом

Расчет процесса сжатия дизельного двигателя с наддувом осуществляется также, как и двигателя без наддува с использованием выражений (23) – (27).

Карбюраторный двигатель и двигатель на сжиженном газе

Процесс сжатия в двигателях с внешним смесеобразованием с точки зрения термодинамики ничем не отличается от аналогичного процесса в дизелях, поэтому его расчет проводят с использованием формул (23) – (27).

Расчет процесса сгорания

Дизельный двигатель

Расчет процесса сгорания в двигателях с внутренним смесеобразованием (с наддувом и без наддува) осуществляется одинаково в следующей последовательности:

- определяют среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания жидкого топлива при постоянном давлении

$$\mu_{c_{pz}} = [20,2 + (0,92/\alpha)] + [15,5 + (13,8/\alpha)] \cdot 10^{-4} \cdot T_z + 8,314, \quad (28)$$

- число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r, \quad (29)$$

- определяют расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = M_z / M_c, \quad (30)$$

- задаваясь значением коэффициента использования теплоты E_t , вычисляют количество теплоты, передаваемой газом при сгорании 1 кг топлива

$$Q = E_t \cdot Q_H, \quad (31)$$

- принимая значение степени повышения давления λ , определяют температуру газов в конце сгорания из уравнения

$$\beta \cdot \mu_{c_{pz}} T_z = E_t \cdot Q_H / [\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r)] + T_c \cdot (\mu_{c_{vc}} + 8,314 \cdot \lambda), \quad (32)$$

- вычисляют давление газов в конце сгорания p_z и степень предварительного расширения ρ :

$$p_z = p_c \cdot \lambda, \quad (33)$$

$$\rho = \beta \cdot T_z / (\lambda \cdot T_c). \quad (34)$$

Двигатель с внешним смесеобразованием

Расчет процесса сгорания в карбюраторном двигателе и в двигателе, работающем на сжиженном газе, осуществляется в следующей последовательности:

- определяют среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме:
для бензинового двигателя (при $\alpha < 1$)

$$\mu_{c_{vz}} = (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z, \quad (35)$$

для двигателя на сжиженном газе (при $\alpha > 1$)

$$\mu_{c_{vz}} = (20,2 + 0,92/\alpha) + (15,5 + 13,8/\alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z, \quad (36)$$

- по формулам (29) и (30) вычисляют число молей газов после сгорания M_z и расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси β ;
- для двигателей, работающих на бензине, определяют количество теплоты, теряемое вследствие химической неполноты сгорания

$$\Delta Q_H = 119950(1 - \alpha) \cdot L_0, \quad (37)$$

- задаваясь коэффициентом использования теплоты E_t , определяют количество теплоты, передаваемой газам при сгорании 1 кг топлива

$$Q = E_t(Q_H - \Delta Q_H), \quad (38)$$

- температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания по формулам:

для бензинового двигателя (при $\alpha < 1$)

$$\beta \mu_{c_{vz}} \cdot T_z = \frac{E_t(Q_H - \Delta Q_H)}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r)} + \mu_{c_{vc}} \cdot T_c, \quad (39)$$

для двигателя на сжиженном газе (при $\alpha > 1$)

$$\beta \mu_{c_{vz}} \cdot T_z = \frac{22,4 \cdot E_t \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0(1 + \gamma_r)} + \mu_{c_{vc}} \cdot T_c, \quad (40)$$

- определяют максимальное теоретическое давление в конце сгорания

$$P_z = P_c \cdot \beta \cdot T_z / T_c, \quad (41)$$

- вычисляют максимальное действительное давление в конце сгорания P_{za} и степень повышения давления по формулам:

$$P_{za} = 0,85 \cdot P_z, \quad (42)$$

$$\lambda = P_z / P_c. \quad (43)$$

Расчет процесса расширения

Дизельный двигатель

Расчет процесса расширения в двигателях с внутренним смесеобразованием осуществляется в следующей последовательности:

- определяют степень последующего расширения

$$\delta = E / \rho, \quad (44)$$

- задаваясь характерным для данного типа двигателя значением показателя политропы расширения n_2 , определяют давление P_b и температуру T_b в точке b индикаторной диаграммы:

$$P_b = P_z / \delta^{n_2}, \quad (45)$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1}, \quad (46)$$

- осуществляют проверку правильности принятой ранее температуры остаточных газов T_r

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{P_b / P_r}. \quad (47)$$

Расчет считается выполненным правильно, если значение T_r , вычисленное по формуле (47), не отличается от принятого ранее более чем на 5%.

Двигатель с внешним смесеобразованием

Расчет процесса расширения для карбюраторных бензиновых двигателей и двигателей, работающих на сжиженном газе осуществляют в одинаковой последовательности:

- задаваясь значением показателя политропы расширения n_2 , определяют давление P_b и температуру T_b в точке b индикаторной диаграммы:

$$P_b = P_z / E^{n_2}, \quad (48)$$

$$T_b = T_z / E^{n_2-1}, \quad (49)$$

- по формуле (47) вычисляют расчетное значение температуры остаточных газов T_r и сравнивают его с ранее принятым значением. Расчет считается выполненным правильно при условии, что расчетное значение температуры остаточных газов не отличается от принятого более чем на 5%.

Определение индикаторных показателей двигателя

Индикаторными называют показатели, которые характеризуют работу газов внутри цилиндра двигателя. К ним относят: среднее индикаторное давление, индикаторный коэффициент полезного действия (К.П.Д.), индикаторный удельный расход топлива и др. Для всех типов двигателей указанные показатели вычисляют в следующем порядке:

- определяют среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы:

для двигателей с внутренним смесеобразованием

$$P_i^I = P_c / (E - 1) \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{E^{n_1-1}} \right) \right], \quad (50)$$

для двигателей с внешним смесеобразованием

$$P_i^I = P_c / (E - 1) \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{E^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{E^{n_1-1}} \right) \right], \quad (51)$$

- задаваясь значением коэффициента полноты индикаторной диаграммы v , определяют среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$P_i = P_i^l \cdot v, \quad (52)$$

- вычисляют индикаторный К.П.Д.:
для дизельных и карбюраторных бензиновых двигателей

$$\eta_i = P_i \cdot \alpha \cdot \ell_0 / (Q_H \cdot \rho_k \cdot \eta_v), \quad (53)$$

для двигателей, работающих на сжиженном газе

$$\eta_i = 371,15 \cdot M_l \cdot T_k \cdot P_i / (Q_H \cdot \rho_k \cdot \eta_v), \quad (54)$$

- определяют индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = 3,6 \cdot 10^3 / (Q_H \cdot \eta_i), \quad (55)$$

Определение эффективных показателей двигателя

К эффективным показателям двигателя относят: среднее эффективное давление, механический и эффективный К.П.Д., эффективный удельный расход топлива и др. Эти показатели для двигателей всех типов определяют в следующей последовательности:

- принимая по прототипу ход поршня S , вычисляют его среднюю скорость

$$W_{cp} = \frac{S \cdot n_H}{3 \cdot 10^4}, \quad (56)$$

где S – ход поршня двигателя, мм;

n_H – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

- вычисляют среднее давление механических потерь

$$P_{m.p.} = a + b \cdot W_{cp}, \quad (57)$$

где a , b - коэффициенты зависимости среднего давления механических потерь в функции средней скорости поршня: для двигателей с внутренним смесеобразованием – $a=0,105$ МПа, $b=0,012$ МПа/(м/с), для двигателей с внешним смесеобразованием – $a=0,04$ МПа, $b=0,0135$ МПа/(м/с);

- определяют среднее эффективное давление

$$P_e = P_i - P_{м.п.}, \quad (58)$$

- вычисляют механический η_m и эффективный η_e К.П.Д. двигателя:

$$\eta_m = P_e / P_i, \quad (59)$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (60)$$

- определяют эффективный удельный расход топлива

$$g_e = 3,6 \cdot 10^3 / (Q_H \cdot \eta_e). \quad (61)$$

Определение основных размеров цилиндра и удельных параметров двигателя

Расчетом определяют: диаметр цилиндра, ход и площадь поршня, литраж двигателя, номинальную эффективную и литровую мощность, эффективный крутящий момент и др. показатели. Для всех типов двигателей они определяются в следующей последовательности:

- вычисляют литраж двигателя

$$V_l = 30 \cdot \tau_d \cdot N_e / (P_e \cdot n), \quad (62)$$

где τ_d – коэффициент тактности двигателя.

- определяют рабочий объем цилиндра

$$V_h = V_l / i, \quad (63)$$

где i – число цилиндров.

- задаваясь величиной отношения хода поршня S к диаметру цилиндра D ($\beta=S/D$), уточняют эти параметры по формулам:

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \beta}}, \quad (64)$$

$$S = \beta \cdot D, \quad (65)$$

- определяют площадь поршня

$$F_n = \pi \cdot D^2 / 4, \quad (66)$$

- вычисляют среднюю фактическую скорость поршня $W_{\text{ср.ф.}}$ и ее отличие от принятой ранее Δ по формулам:

$$W_{\text{ср.ф.}} = S \cdot n / (3 \cdot 10^4), \quad (67)$$

$$\Delta = \frac{W_{\text{ср.}} - W_{\text{ср.ф.}}}{W_{\text{ср.}}} \cdot 100. \quad (68)$$

Значение отклонения Δ не должно превышать 5%,

- определяют эффективную мощность и эффективный крутящий момент двигателя:

$$N_e = P_e \cdot V_h \cdot n \cdot i / (30 \cdot \tau_{\text{дв}}), \quad (69)$$

$$M_{\text{ке}} = 9550 \cdot N_e / n_H, \quad (70)$$

- вычисляют часовой расход топлива

$$G_T = N_e \cdot g_e, \quad (71)$$

- определяют удельную литровую N_L и удельную поршневую N_n мощности:

$$N_L = N_e / V_L, \quad (72)$$

$$N_n = 4N_e / (i \cdot \pi \cdot D^2), \quad (73)$$

- принимая по прототипу массу сухого (незаправленного) двигателя без дополнительного оборудования, вычисляют его литровую g_L и удельную g_N массу:

$$g_L = G_{\text{сyx}} / (V_h \cdot i), \quad (74)$$

$$g_N = G_{\text{сyx}} / N_{\text{ен}}, \quad (75)$$

где $N_{\text{ен}}$ – эффективная номинальная мощность двигателя.

Построение индикаторной диаграммы

Индикаторную диаграмму поршневого двигателя строят для номинального режима работы двигателя по результатам его теплового расчета. Для этого используют графический или аналитический методы. Аналитический метод является более точным, поэтому его используют наиболее широко.

Индикаторную диаграмму строят в координатах: давление газов P_r – угол поворота кривошипа φ и давления газов P_r – ход поршня S_x . Для ее построения используют полученные в результате теплового расчета значения давлений в характерных точках диаграммы:

- в начале сжатия P_a ;
- в конце сжатия P_c ;
- в конце сгорания P_z ;
- в конце выпуска газов P_b ;

а также показатели политроп:

- сжатия n_1 ;
- расширения n_2 ;
- степень сжатия E , степень предварительного p и последующего δ расширений.

Для построения индикаторной диаграммы необходимо определить ординаты промежуточных точек политроп сжатия и расширения, расчет которых осуществляется в следующей последовательности:

- задаваясь текущими значениями угла поворота кривошипа φ в пределах от 0 до 360^0 с интервалом 10^0 , последовательно вычисляют безразмерное перемещение поршня

$$\bar{S}_x = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi), \quad (76)$$

где λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

- определяют относительное значение высоты камеры сгорания в конце процесса сгорания

$$h_c = \frac{2}{E - 1}, \quad (77)$$

- при каждом значении безразмерного перемещения поршня вычисляют текущее значение степени сжатия

$$E_x = \frac{2 + h_c}{\bar{S}_x + h_c}, \quad (78)$$

- определяют текущие значения абсолютного давления на участке сжатия индикаторной диаграммы

$$P_{cx} = P_a \cdot E_x^{n_1} = P_a \cdot \left[\frac{2 + h_c}{\bar{S}_x + h_c} \right]^{n_1}, \quad (79)$$

- вычисляют текущее значение степени последующего расширения

$$\delta_x = \frac{\bar{S}_x + h_c}{\rho \cdot h_c}, \quad (80)$$

- подсчитывают текущее значение абсолютного давления на участке расширения индикаторной диаграммы по формулам:
для дизельных двигателей

$$P_{bx} = P_z / \delta_x^{n_2} = P_z \cdot \left(\frac{\rho \cdot h_c}{\bar{S}_x + h_c} \right)^{n_2}, \quad (81)$$

для карбюраторных и газовых

$$P_{\text{вх}} = P_z / E_x^{n_2} = P_z \cdot \left(\frac{\bar{S}_x + h_c}{2 + h_c} \right)^{n_2}. \quad (82)$$

Результаты полученных расчетов представляют в виде таблицы, форма которой приведена в приложении 3.

По полученным ординатам промежуточных точек политроп сжатия и расширения строят индикаторную диаграмму.

Кинематический расчет двигателя

Основная задача кинематического расчета заключается в определении закона движения поршня, т.е. его перемещения S , скорости W_n и ускорения j_n , а также угла отклонения шатуна $\beta_{\text{ш}}$ в функции угла поворота кривошипа φ . При расчете указанных параметров движения поршня и шатуна угловую скорость кривошипа (коленчатого вала двигателя) принимают постоянной и равной номинальной, т.е. $\omega = \omega_H$. Расчеты производят в следующей последовательности:

- принимая по результатам теплового расчета двигателя величину хода поршня S , определяют радиус кривошипа R

$$R = S / 2, \quad (83)$$

- задаваясь по прототипу величиной λ , определяют длину шатуна

$$L_{\text{ш}} = R / \lambda, \quad (84)$$

- задаваясь последовательно значениями угла поворота кривошипа в интервале $\varphi = 0 - 360^\circ$, через каждые 10° , вычисляют значения угла отклонения шатуна $\beta_{\text{ш}}$ по формуле

$$\sin \beta_{\text{ш}} = \lambda \cdot \sin \varphi, \quad (85)$$

- определяют перемещение поршня

$$S = R \cdot \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (86)$$

- для каждого угла поворота кривошипа определяют поступательную скорость поршня

$$W_n = R \cdot \omega \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right), \quad (87)$$

- ускорение поступательного движения поршня в каждой из расчетных точек вычисляют по формуле

$$j_n = R\omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi). \quad (88)$$

Результаты определения углов отклонения шатуна $\beta_{ш}$, перемещений S , скоростей W_n и ускорений j_n поршня представляют в виде таблицы, форма которой приведена в приложении 3.

Динамический расчет двигателя

Сущность динамического расчета двигателя заключается в определении сил, действующих на поршень в процессе его возвратно-поступательного движения и крутящего момента, возникающего при этом на кривошипе (коленчатом валу). Расчет производят в следующей последовательности:

- задаваясь последовательно значениями угла поворота кривошипа в интервале $\varphi=0 - 360^0$ через каждые 10^0 , по индикаторной диаграмме определяют текущее абсолютное значение давления газов в цилиндре $P_{ц}$;
- для каждого значения абсолютного давления газов в цилиндре вычисляют его рабочее $P_{гм}$ (избыточное, манометрическое) давление

$$P_{гм} = P_{ц} - P_o, \quad (89)$$

где P_o – атмосферное давление;

- задаваясь по результатам теплового расчета значением площади поршня F_n , для каждой точки определяют силу, действующую на поршень

$$P_{\Gamma}^p = P_{\Gamma M} \cdot F_n, \quad (90)$$

- вычисляют общую массу поступательно движущихся поршня и шатуна

$$m_j = m_n + (0,2...0,3) \cdot m_{\text{шт}}, \quad (91)$$

где m_n – масса поршня двигателя (принимают по прототипу);

$m_{\text{шт}}$ – масса шатуна, приведенная к поршню.

Массу поршня и приведенную массу шатуна рассчитывают в зависимости от площади поршня по формулам:

$$m_n = m_n^l \cdot F_n, \quad (92)$$

$$m_{\text{шт}} = m_{\text{шт}}^l \cdot F_n, \quad (93)$$

где $m_n^l, m_{\text{шт}}^l$ – коэффициенты, устанавливающие зависимости массы поршня и приведенной массы шатуна от площади поршня: $m_n^l = 80 - 150 \text{ кг/м}^2$, $m_{\text{шт}}^l = 150 - 200 \text{ кг/м}^2$;

- задаваясь по результатам кинематического расчета значениями ускорений поршня j_n , определяют силу инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_j = -m_j \cdot j_n, \quad (94)$$

- определяют общую силу, действующую на поршень

$$P = P_{\Gamma}^p + P_j, \quad (95)$$

- задаваясь по результатам кинематического расчета значениями угла отклонения шатуна $\beta_{\text{шт}}$ (табл. П. 3.2), вычисляют его тангенс и величину нормальной силы, прижимающей поршень к стенке цилиндра

$$N = P \cdot \text{tg} \beta_{\text{шт}}, \quad (96)$$

- последовательно задаваясь углами поворота кривошипа φ и соответствующими им значениями угла отклонения шатуна $\beta_{ш}$ (см. табл. П.3.2), вычисляют тангенциальные силы, действующие по касательной к окружности радиуса кривошипа

$$T = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta_{ш})}{\cos \beta_{ш}}, \quad (97)$$

- вычисляют крутящий момент на кривошипе (коленчатом валу двигателя)

$$M_{кц} = T \cdot R, \quad (98)$$

Результаты динамического расчета двигателя представляют в виде табл. П.3.3.

3. Примеры теплового расчета двигателей

Дизельный двигатель без наддува

Задание. Выполнить тепловой расчет двигателя Д – 144 по следующим исходным данным: тип двигателя – четырехтактный, четырехцилиндровый, рядный, однокамерный дизель без наддува. Номинальная мощность двигателя $N_{\text{ен}}=44,12$ кВт, номинальная частота вращения коленчатого вала $n_H=2000$ мин⁻¹, степень сжатия $E=16,5$; коэффициент тактности $\tau_d=4$; коэффициент избытка воздуха $\alpha=1,45$. Вид топлива – дизельное марки «Л» по ГОСТ 305-82, низшая теплота сгорания топлива $Q_H=42500$ кДж/кг, средний элементарный состав: углерод $C=85,7\%$, водород $H=13,3\%$, кислород $O=1\%$.

Расчет начинают с определения параметров рабочего тела, для чего по формуле (1) вычисляют теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$\ell_o = \frac{2,67 \cdot 0,857 + 8 \cdot 0,133 - 0,01}{0,232} = 14,4060 \text{ кг.}$$

Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива в киломолях определим по формуле (2)

$$L_o = 14,4060 / 28,96 = 0,4974 \text{ кмоль.}$$

Количество свежего заряда по формуле (4)

$$M_1 = 1,45 \cdot 0,4974 = 0,7212 \text{ кмоль.}$$

Общее количество продуктов сгорания топлива по формуле (6) составит

$$M_2 = 0,792 \cdot 1,45 \cdot 0,4974 + 0,133/2 + 0,857/12 + 0,21 \cdot (1,45 - 1) \cdot 0,4974 = 0,7562 \text{ кмоль.}$$

Для расчета процесса впуска зададимся параметрами окружающей среды и остаточных газов. Атмосферное давление $P_o=0,1$ МПа, температура $T_o=288$ К, давление остаточных газов $P_r=1,1 \cdot P_o=1,1 \cdot 0,1=0,11$ МПа, температура остаточных газов $T_r=800$ К. Температура подогрева свежего заряда на впуске $\Delta T=15$ К.

Принимая давление на впуске $P_k=P_o$ и температуру на впуске $T_k=T_o$, по формуле (7) определим массовую плотность свежего заряда

$$\rho_k=0,1 \cdot 10^6 / (287 \cdot 288) = 1,2098 \text{ кг/м}^3.$$

Задаваясь величиной коэффициента потерь давления на впуске $\beta^2+E_{вп}=3,25$ и скорости заряда на впуске $\omega_{вп}=75$ м/с, по формуле (8) вычислим потери давления на впуске в двигатель

$$\Delta P_a = 3,25 \cdot (75^2 \cdot 1,2098 \cdot 10^{-6}) / 2 = 0,0111 \text{ МПа.}$$

Давление в конце впуска по формуле (9) составит

$$P_a = 0,1 - 0,0111 = 0,0889 \text{ МПа.}$$

Определим по формуле (10) коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = (288 + 15) \cdot 0,11 / [800 \cdot (16,5 \cdot 0,0889 - 0,11)] = 0,0307.$$

Температура свежего заряда в конце впуска по формуле (12)

$$T_a = (288 + 15 + 0,0307 \cdot 800) / (1 + 0,0307) = 317,8034 \text{ К.}$$

Коэффициент наполнения цилиндров по формуле (13) составит

$$\eta_v = 288 \cdot (16,5 \cdot 0,0889 - 0,11) / [(288 + 15)(16,5 - 1) \cdot 0,1] = 0,8320.$$

Для расчета процесса сжатия с учетом характерных для данного вида двигателей значений показателя политропы сжатия принимаем $n_1=1,39$. Тогда давление и температура в конце такта сжатия по формулам (23) и (24):

$$P_c = 0,0889 \cdot 16,5^{1,39} = 4,3773 \text{ МПа;}$$

$$T_c = 317,8034 \cdot 16,5^{1,39-1} = 948,3883 \text{ К.}$$

Средняя молярная теплоемкость свежего заряда в конце сжатия без учета влияния остаточных газов по формуле (25)

$$\mu_{c_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 948,3883 = 21,8102 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}.$$

Число молей остаточных газов по формуле (26)

$$M_r = 1,45 \cdot 0,0307 \cdot 0,4974 = 0,0221 \text{ кмоль}.$$

Число молей газов в конце такта сжатия по формуле (27)

$$M_c = 0,7212 + 0,0221 = 0,7433 \text{ кмоль}.$$

Производим расчет процесса сгорания. Средняя молярная теплоемкость при постоянном давлении продуктов сгорания жидкого топлива по формуле (28) составит

$$\begin{aligned} \mu_{c_{pz}} = & (20,2 + 0,92/1,45) + (15,5 + 13,8/1,45) \cdot \\ & \cdot 10^{-4} \cdot T_z + 8,314 = 29,1485 + 0,0025 \cdot T_z \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}. \end{aligned}$$

Число молей газов после сгорания по формуле (29)

$$M_z = 0,7562 + 0,0221 = 0,7783 \text{ кмоль}.$$

Расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси по формуле (30)

$$\beta = 0,7783/0,7433 = 1,0451.$$

Задаваясь значением коэффициента использования теплоты $E_T = 0,8$, по формуле (31) вычисляем количество теплоты, передаваемой газам при сгорании 1 кг топлива

$$Q = 0,8 \cdot 42500 = 34000 \text{ кДж/кг}.$$

Принимая степень повышения давления $\lambda = 1,716$, из уравнения (32) получим

$$\begin{aligned} 1,0451 \cdot (29,1485 + 0,0025 \cdot T_z) \cdot T_z = & \frac{0,8 \cdot 42500}{1,45 \cdot 0,4974 \cdot (1 + 0,0307)} + \\ & + 948,3883 \cdot (21,8102 + 8,314 \cdot 1,716) = T_z^2 + 11659,39 \cdot T_z - 30597994 = 0. \end{aligned}$$

Решив полученное квадратное уравнение, определим $T_z = 2206,680 \text{ К}$.

Давление газов в конце сгорания по формуле (33)

$$P_z = 4,3773 \cdot 1,716 = 7,5114 \text{ МПа.}$$

Степень предварительного расширения по формуле (34)

$$\rho = 1,0451 \cdot 2206,68 / (1,716 \cdot 948,3883) = 1,4172.$$

Для расчета процесса расширения зададимся характерным для данного двигателя значением показателя политропы расширения $n_2 = 1,25$ и по формуле (44) определим степень последующего расширения

$$\delta = 16,5 / 1,4172 = 11,6427.$$

По формулам (45) и (46) определим давление и температуру в точке b индикаторной диаграммы:

$$P_b = 7,5114 / 11,6427^{1,25} = 0,3493 \text{ МПа;}$$

$$T_b = 2206,68 / 11,6427^{1,25-1} = 1194,611 \text{ К.}$$

По формуле (47) проверим правильность принятой ранее для расчетов температуры остаточных газов

$$T_r = 1194,611 / \sqrt[3]{0,3493 / 0,11} = 817,937 \text{ К.}$$

Определим ошибку вычисления T_r

$$\Delta = \frac{817,973 - 800}{800} \cdot 100\% = 2,23\%.$$

Поскольку расчетная относительная ошибка определения температуры не превышает 5%, расчеты выполнены правильно.

Определим индикаторные показатели двигателя. Среднее индикаторное давление по формуле (50) составит

$$P_i^l = \frac{4,3773}{16,5-1} \cdot \left[1,716 \cdot (1,4172-1) + \frac{1,716 \cdot 1,4172}{1,25-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11,6227^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,39-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{16,5^{1,39-1}} \right) \right] = 0,9800 \text{ МПа.}$$

Приняв коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\nu=0,92$, по формуле (52) определим среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$P_i=0,98 \cdot 0,92=0,9016 \text{ МПа.}$$

По формуле (53) определим индикаторный К.П.Д. двигателя

$$\eta_i=0,9016 \cdot 1,45 \cdot 14,406 / (42,5 \cdot 1,2098 \cdot 0,832)=0,4402.$$

Индикаторный удельный расход топлива по формуле (55) составит

$$g_i=3,6 \cdot 10^3 / (42,5 \cdot 0,4402)=192,4259 \text{ г/(кВт·ч).}$$

Для расчета эффективных показателей двигателя зададимся по прототипу значением хода поршня $S=120$ мм. В этом случае средняя скорость поршня по формуле (56) составит

$$W_{cp} = \frac{120 \cdot 2000}{3 \cdot 10^4} = 8 \text{ м/с.}$$

Среднее давление механических потерь по формуле (57)

$$P_{м.п.}=0,105+0,012 \cdot 8=0,201 \text{ МПа.}$$

Среднее эффективное давление по формуле (58)

$$P_e=0,9016-0,2010=0,7006 \text{ МПа.}$$

Механический и эффективный К.П.Д. по формулам (59) и (60):

$$\eta_m=0,7006/0,9016=0,7771;$$

$$\eta_e=0,4402 \cdot 0,7771=0,3421.$$

Эффективный удельный расход топлива по формуле (61) составит

$$g_e=3,6 \cdot 10^3 / (42,5 \cdot 0,3421)=247,6056 \text{ г/(кВт·ч).}$$

Для расчета основных размеров цилиндра и удельных параметров двигателя по прототипу зададимся величинами: эффективной мощности $N_e=44,12$ кВт, коэффициента тактности $\tau_d=4$ и отношения хода поршня к его диаметру $\beta=S/D=1,15$.

По формуле (62) определим литраж двигателя

$$V_{\text{л}} = 30 \cdot 4 \cdot 44,12 / (0,7006 \cdot 2000) = 3,7785 \text{ л.}$$

По формуле (63) вычислим рабочий объем цилиндра

$$V_h = 3,7785 / 4 = 0,9446 \text{ л.}$$

Диаметр цилиндра и ход поршня уточняем по формулам (64) и (65)

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,9446}{3,14 \cdot 1,15}} = 101,52 \text{ мм;}$$

$$S = 101,52 \cdot 1,15 = 116,748 \text{ мм.}$$

Площадь поршня по формуле (66) составит

$$F_n = \frac{3,14 \cdot (101,52)^2}{4} = 8090,453 \text{ мм}^2.$$

По формулам (67) (68) вычисляем среднюю фактическую скорость поршня и ее отличие от полученной ранее:

$$W_{\text{ср.ф}} = \frac{116,748 \cdot 2000}{3 \cdot 10^4} = 7,7832 \text{ м/с;}$$

$$\Delta = \frac{8 - 7,7832}{8} \cdot 100 = 2,71 \%.$$

Поскольку величина отличия Δ не превышает 5%, расчеты выполнены правильно.

По формулам (69) и (70) определим эффективную мощность и эффективный крутящий момент:

$$N_e = \frac{0,7006 \cdot 0,9446 \cdot 2000 \cdot 4}{30 \cdot 4} = 44,1191 \text{ кВт;}$$

$$M_{\text{ке}} = \frac{9550 \cdot 44,1191}{2000} = 210,6687 \text{ Н·м.}$$

Часовой расход топлива по формуле (71) составит

$$G_T = 44,1191 \cdot 247,6056 = 10924,13 \text{ г/ч} = 10,9241 \text{ кг/ч.}$$

Удельная литровая и удельная поршневая мощности по формулам (72) и (73):

$$N_{\text{л}}=44,1191/3,7785=11,6763 \text{ кВт/л};$$

$$N_{\text{п}}=4 \cdot 44,1191/(4 \cdot 3,14 \cdot 101,52^2)=1,3633 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/мм}^2=13,633 \text{ кВт/дм}^2.$$

Принимая по прототипу массу сухого (незаправленного) двигателя $G_{\text{сух}}=375$ кг, по формулам (74) и (75) вычисляем его литровую и удельную массу:

$$g_{\text{л}}=375/(0,9446 \cdot 4)=99,2483 \text{ кг/л};$$

$$g_{\text{н}}=375/44,1191=8,4997 \text{ кг/кВт}.$$

Дизельный двигатель с наддувом

Задание. Выполнить тепловой расчет двигателя СМД-62 по следующим исходным данным: тип двигателя – четырехтактный, шестицилиндровый, V-образный дизель с турбонаддувом. Номинальная мощность двигателя $N_{\text{ен}}=160$ кВт, номинальная частота вращения коленчатого вала $n_{\text{н}}=2100 \text{ мин}^{-1}$, степень сжатия $E=18$, коэффициент тактности $\tau_{\text{д}}=4$, коэффициент избытка воздуха $\alpha=1,7$, давление наддувочного воздуха $p_{\text{к}}=0,17$ МПа. Вид топлива – дизельное марки «Л» (ГОСТ 305-82), низшая теплота сгорания топлива $Q_{\text{н}}=42500$ кДж/кг, средний элементарный состав топлива: $C=85,7\%$, $H=13,3\%$, $O=1\%$.

Параметры рабочего тела для дизеля с наддувом определяют также как и для двигателя без наддува по формулам (1), (2), (4) и (6).

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$\ell_{\text{о}} = \frac{2,67 \cdot 0,857 + 8 \cdot 0,133 - 0,01}{0,232} = 14,4060 \text{ кг}.$$

Количество воздуха в киломолях

$$L_o=14,4060/28,96=0,4974.$$

Количество свежего заряда, поступающего в цилиндры

$$M_1=1,7 \cdot 0,4974=0,8456 \text{ кмоль.}$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2=0,792 \cdot 1,7 \cdot 0,4974+0,133/2+0,857/12+0,21 \cdot (1,7-1) \cdot 0,4974=0,8807 \text{ кмоль.}$$

Для расчета процесса впуска зададимся параметрами окружающей среды, остаточных газов и наддувочного воздуха. Примем в расчетах: атмосферные условия $P_o=0,1 \text{ МПа}$, $T_o=288 \text{ К}$, давление наддувочного воздуха $P_k=0,17 \text{ МПа}$, показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре $n_k=1,65$.

Тогда температура наддувочного воздуха и давление остаточных газов по формулам (14) и (15) составляет:

$$T_k=288(0,17/0,1)^{(1,65-1)/1,65}=354,9562 \text{ К;}$$

$$P_r=0,8 \cdot 0,17=0,136 \text{ МПа.}$$

Примем для расчета температуру остаточных газов $T_r=800 \text{ К}$, температуру подогрева свежего заряда на впуске $\Delta T=10 \text{ К}$, газовую постоянную воздуха $R_v=287 \text{ Дж/(кг·град)}$, коэффициент потерь давления $(\beta^2+E_{вп})=3,3$, скорость заряда на впуске $\omega_{вп}=90 \text{ м/с}$ и по формулам (7) – (9) вычислим массовую плотность свежего заряда на впуске ρ_k , потери давления на впуске ΔP_a и давление в конце впуска:

$$\rho_k=0,17 \cdot 10^6/(287 \cdot 354,9562)=1,6687 \text{ кг/м}^3;$$

$$\Delta P_a=3,3 \cdot 90^2 \cdot 1,6687 \cdot 10^{-6}/2=0,0223 \text{ МПа;}$$

$$P_a=0,17-0,0223=0,1477 \text{ МПа.}$$

Коэффициент остаточных газов по формуле (16)

$$\gamma_r=[(354,9562+10)/800] \cdot [0,136/(18 \cdot 0,1477-0,136)]=0,0246.$$

Температура свежего заряда в конце впуска T_a и коэффициент наполнения цилиндров по формулам (12) и (13):

$$T_a = (354,9562 + 10 + 0,0246 \cdot 800) / (1 + 0,0246) = 375,4013 \text{ К};$$

$$\eta_v = 354,9562 \cdot (18 \cdot 0,1477 - 0,136) / [(354,9562 + 10) \cdot (18 - 1) \cdot 0,17] = 0,8489.$$

Для расчета процесса сжатия примем значение показателя политропы сжатия $n_1 = 1,35$. Расчеты проводим по формулам (23) – (27).

Давление в конце сжатия по формуле (23)

$$P_c = 0,1477 \cdot 18^{1,35} = 7,3113 \text{ МПа}.$$

Температура в конце такта сжатия по формуле (24) составит

$$T_c = 375,4013 \cdot 18^{1,35-1} = 1032,3830 \text{ К}.$$

Средняя молярная теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия без учета влияния остаточных газов по формуле (25)

$$\mu_{c_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 1032,383 = 21,9563 \text{ кДж/(кмоль·град)}.$$

Число молей остаточных газов по формуле (26)

$$M_r = 1,7 \cdot 0,0246 \cdot 0,4974 = 0,0208 \text{ кмоль}.$$

Число молей газов в конце сжатия до начала процесса сгорания

$$M_c = 0,8456 + 0,0208 = 0,8664 \text{ кмоль}.$$

Расчет процесса сгорания дизелей с наддувом осуществляют также, как и двигателей без наддува по формулам (28) – (34).

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания жидкого топлива при постоянном давлении по формуле (28)

$$\begin{aligned} \mu_{c_{pz}} &= [20,2 + (0,92/1,7)] + [15,5 + 13,8/1,7] \cdot 10^{-4} \cdot T_z + 8,314 = \\ &= 29,0552 + 0,00236 \cdot T_z \text{ кДж/(кмоль·град)}. \end{aligned}$$

Число молей газов после сгорания по формуле (29)

$$M_z = 0,8807 + 0,0208 = 0,9015 \text{ кмоль}.$$

Расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси по формуле (30)

$$\beta = 0,9015 / 0,8664 = 1,0405.$$

Принимая коэффициент использования теплоты $E_T = 0,85$, по формуле (31) определим количество теплоты, передаваемой газам при сгорании 1 кг топлива

$$Q = 0,85 \cdot 42500 = 36125 \text{ кДж/кг.}$$

Приняв значение степени повышения давления $\lambda = 1,6$, из уравнения (32) определим температуру в конце сгорания

$$1,0405 \cdot (29,0552 + 0,00236 \cdot T_z) \cdot T_z = \frac{0,85 \cdot 42500}{1,7 \cdot 0,4974 \cdot (1 + 0,0246)} + 1032,383 \cdot (21,9563 + 8,314 \cdot 1,6) = T_z^2 + 12318,21 \cdot T_z - 31876285 = 0.$$

Решив полученное квадратное уравнение, определим $T_z = 2196,183 \text{ К.}$

Давление газов в конце сгорания по формуле (33)

$$P_z = 7,3113 \cdot 1,6 = 11,6981 \text{ МПа.}$$

Степень предварительного расширения по формуле (34) составит

$$\rho = 1,0405 \cdot 2196,183 / (1,6 \cdot 1032,383) = 1,3810.$$

Расчет процесса расширения дизельного двигателя с наддувом осуществляется по формулам (44) – (49).

Степень последующего расширения по формуле (44)

$$\delta = 18 / 1,381 = 13,034.$$

Задавшись значением показателя политропы расширения $n_2 = 1,25$, по формулам (45) и (46) вычислим давление и температуру в точке b индикаторной диаграммы:

$$P_b = 11,6981 / 13,034^{1,25} = 0,4724 \text{ МПа;}$$

$$T_b = 2196,183 / 13,034^{1,25-1} = 1155,845 \text{ К.}$$

По формуле (47) выполним проверку правильности принятой ранее температуры остаточных газов

$$T_r = 1155,845 / \sqrt[3]{0,4724/0,136} = 763,208 \text{ К.}$$

Определим ошибку вычисления температуры остаточных газов

$$\Delta = \frac{763,208 - 800}{800} \cdot 100\% = 4,60\%.$$

Поскольку относительная ошибка определения температуры менее 5%, расчеты выполнены правильно.

Определим индикаторные параметры рабочего цикла дизельного двигателя с наддувом.

Среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы по формуле (50)

$$P_i^1 = \frac{7,3113}{18-1} \cdot \left[1,6 \cdot (1,3810-1) + \frac{1,6 \cdot 1,381}{1,25-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13,034^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,35-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{18^{1,35-1}} \right) \right] = 1,2808 \text{ МПа.}$$

Задаваясь значениями коэффициента полноты индикаторной диаграммы $\nu=0,95$, по формуле (52) вычислим среднее индикаторное давление для скругленной индикаторной диаграммы

$$P_i = 1,2808 \cdot 0,95 = 1,2168 \text{ МПа.}$$

Индикаторный К.П.Д. по формуле (53)

$$\eta_I = 1,2168 \cdot 1,7 \cdot 14,406 / (42,5 \cdot 1,6687 \cdot 0,8489) = 0,4950.$$

Индикаторный удельный расход топлива по формуле (55) составит

$$g_i = 3,6 \cdot 10^3 / (42,5 \cdot 0,495) = 171,1229 \text{ г/(кВт·ч).}$$

Эффективные показатели работы двигателя с наддувом определим по формулам (56) – (61).

Приняв по прототипу ход поршня $S=115$ мм, по формуле (56) вычислим его среднюю скорость

$$W_{cp} = \frac{115 \cdot 2100}{3 \cdot 10^4} = 8,05 \text{ м/с.}$$

Среднее давление механических потерь по формуле (57)

$$P_{\text{м.п.}}=0,105+0,012\cdot 8,05=0,2016 \text{ МПа.}$$

Среднее эффективное давление по формуле (58) составит

$$P_e=1,2168-0,2016=1,0152 \text{ МПа.}$$

Механический и эффективный К.П.Д. двигателя по формулам (59) и (60):

$$\eta_{\text{м}}=1,0152/1,2168=0,8343;$$

$$\eta_{\text{е}}=0,495\cdot 0,8343=0,4129.$$

Удельный эффективный расход топлива по формуле (61)

$$g_e=3,6\cdot 10^3/42,5\cdot 0,4129=205,1486 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры дизельного двигателя с наддувом определим по формулам (62) – (75).

Литраж двигателя по формуле (62) составит

$$V_{\text{л}}=30\cdot 4\cdot 160/1,0152\cdot 2100=9,0060 \text{ л.}$$

Рабочий объем цилиндра по формуле (63)

$$V_{\text{h}}=9,006/6=1,501 \text{ л.}$$

Задаваясь величиной соотношения $\beta=S/D=0,885$ по формулам (64) и (65) определим диаметр и ход поршня:

$$D=100\sqrt[3]{\frac{4\cdot 1,501}{3,14\cdot 0,885}}=129,2773 \text{ мм;}$$

$$S=129,2773\cdot 0,885=114,4104 \text{ мм.}$$

Площадь поршня по формуле (66)

$$F_{\text{н}}=\frac{3,14\cdot 129,2773^2}{4}=13119,4 \text{ мм}^2.$$

Средняя скорость движения поршня по формуле (67)

$$W_{\text{ср.ф}}=\frac{114,4104\cdot 2100}{3\cdot 10^4}=8,0087 \text{ м/с.}$$

Отличие средней фактической от расчетной скорости по формуле (68)

$$\Delta = \frac{8,05 - 8,0087}{8,05} \cdot 100 = 0,513\%.$$

Отклонение фактической скорости от расчетной находится в допустимых пределах.

Эффективная мощность и эффективный крутящий момент по формулам (69) и (70):

$$N_e = 1,0152 \cdot 1,501 \cdot 2100 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 160,00 \text{ кВт};$$

$$M_{ke} = 9550 \cdot 160 / 2100 = 727,619 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Часовой расход топлива по формуле (71)

$$G_T = 160 \cdot 205,1486 \cdot 10^{-3} = 32,8238 \text{ кг/ч}.$$

Удельная литровая и удельная поршневая мощности по формулам (72) и (73):

$$N_L = 160 / 9,006 = 17,7659 \text{ кВт/л};$$

$$N_n = 4 \cdot 160 / (6 \cdot 3,14 \cdot 129,2773^2) = 2,0326 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/мм}^2 = 20,326 \text{ кВт/дм}^2.$$

Принимая по технической характеристике двигателя СМД-62 его сухую массу $G_{\text{сух}} = 930 \text{ кг}$, по формулам (74) и (75) подсчитываем его литровую и удельную массы:

$$g_L = 930 / (1,501 \cdot 6) = 103,2644 \text{ кг/л};$$

$$g_N = 930 / 160 = 5,8125 \text{ кг/кВт}.$$

Двигатель внешним смесеобразованием,
работающий на бензине

Задание. Выполнить тепловой расчет двигателя по следующим исходным данным: тип двигателя – автомобильный, карбюраторный, четырехтактный, восьмицилиндровый, V-образный. Номинальная мощность двигателя $N_{\text{ен}} = 110 \text{ кВт}$, номинальная частота вращения коленчатого вала $n_H = 3200 \text{ мин}^{-1}$, степень сжатия $E = 8$, коэффициент тактности $\tau_d = 4$, коэффи-

коэффициент избытка воздуха $\alpha=0,96$. вид топлива – бензин АИ-93 (ГОСТ 2084-77), низшая удельная теплота сгорания топлива $Q_H=43930$ кДж/кг, средний элементарный состав топлива: $C=0,855$, $H=0,145$, молекулярная масса топлива $\mu_T=115$ кг/кмоль.

Параметры рабочего тела определим по формулам (1) – (3) и (5).

Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива по формуле (1) составит

$$\ell_o = \frac{2,67 \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145}{0,232} = 14,8399 \text{ кг.}$$

Количество воздуха в киломолях по формуле (2)

$$L_o = 14,8399 / 28,96 = 0,5124 \text{ кмоль.}$$

Количество свежего заряда (горючей смеси) по формуле (3)

$$M_1 = 0,96 \cdot 0,5124 + 1/115 = 0,5006 \text{ кмоль.}$$

Общее количество продуктов сгорания по формуле (5)

$$M_2 = 0,792 \cdot 0,96 \cdot 0,5124 + 0,145 / 2 + 0,855 / 12 = 0,5333 \text{ кмоль.}$$

Для расчета процесса впуска зададимся параметрами окружающей среды и остаточных газов: атмосферное давление $P_o=0,1$ МПа, температура $T_o=293$ К, давление и температура свежего заряда $P_k=P_o=0,1$ МПа, $T_k=T_o=293$ К, температура подогрева свежего заряда на впуске $\Delta T=10$ К, давление остаточных газов $P_r=1,15 \cdot P_o=1,15 \cdot 0,1=0,115$ МПа, температура остаточных газов $T_r=1000$ К.

Массовая плотность свежего заряда на впуске по формуле (7)

$$\rho_k = 0,1 \cdot 10^6 / (287 \cdot 293) = 1,1892 \text{ кг/м}^3.$$

Задаваясь значениями коэффициента потерь давления на впуске $(\beta^2 + E_{вп})=3,5$ и скорости заряда на впуске $\omega_{вп}=95$ м/с, по формуле (8) вычисляем величину потерь давления на впуске в двигатель

$$\Delta P_a = 3,5 \cdot (95^2 \cdot 1,1892 \cdot 10^{-6}) / 2 = 0,0188 \text{ МПа.}$$

Давление в конце впуска по формуле (9) составит

$$P_a = 0,1 - 0,0188 = 0,0812 \text{ МПа.}$$

Коэффициент остаточных газов по формуле (16)

$$\gamma_r = [(293+10)/1000][0,115/(8 \cdot 0,0812 - 0,115)] = 0,0652.$$

Температура свежего заряда в конце впуска по формуле (12)

$$T_a = (293 + 10 + 0,0652 \cdot 1000) / (1 + 0,0652) = 345,6627 \text{ К.}$$

Коэффициент наполнения цилиндров свежим зарядом по формуле (13)

$$\eta_v = 293(8 \cdot 0,0812 - 0,115) / [(293 + 10) \cdot (8 - 1) \cdot 0,1] = 0,7385.$$

Расчет процесса сжатия карбюраторного двигателя осуществляется по формулам (23) – (27), для чего зададимся характерным значением показателя политропы сжатия $n_1 = 1,38$.

Тогда давление в конце такта сжатия по формуле (23) составит

$$p_c = 0,0812 \cdot 8^{1,38} = 1,4316 \text{ МПа.}$$

Температура в конце сжатия по формуле (24)

$$T_c = 345,6627 \cdot 8^{1,38-1} = 761,7748 \text{ К.}$$

Средняя молярная теплоемкость свежего заряда в конце сжатия по формуле (25)

$$\mu_{vc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 761,7748 = 21,4855 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град).}$$

Число молей остаточных газов по формуле (26)

$$M_r = 0,96 \cdot 0,0652 \cdot 0,5124 = 0,0321 \text{ кмоль.}$$

Число молей газов в конце сжатия до начала сгорания по формуле (27)

$$M_c = 0,5006 + 0,0321 = 0,5327 \text{ кмоль.}$$

Расчет процесса сгорания в карбюраторном двигателе производится при $\alpha = 0,96 < 1$.

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме по формуле (35)

$$\mu_{c_{vz}} = (18,4 + 2,6 \cdot 0,96) + (15,5 + 13,8 \cdot 0,96) \cdot 10^{-4} \cdot T_z = 20,896 + 28,748 \cdot 10^{-4} \cdot T_z = \\ = 20,896 + 0,0029 \cdot T_z \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}.$$

Число молей газов после сгорания по формуле (29)

$$M_z = 0,5333 + 0,0321 = 0,5654 \text{ кмоль}.$$

Расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси по формуле (30)

$$\beta = 0,5654 / 0,5327 = 1,0614.$$

По формуле (37) вычислим количество теплоты, теряемое вследствие химической неполноты сгорания топлива

$$\Delta Q_H = 119950(1 - 0,96) \cdot 0,5124 = 2458,495 \text{ кДж/кг}.$$

Задаваясь значением коэффициента использования теплоты $E_T = 0,82$, по формуле (38) вычислим количество теплоты, передаваемой газам при сгорании 1 кг топлива

$$Q = 0,82 \cdot (43930 - 2458,495) = 34006,63 \text{ кДж/кг}.$$

Температуру в конце сгорания для карбюраторного двигателя определим из уравнения (39)

$$1,0614 \cdot (20,896 + 0,0029 \cdot T_z) \cdot T_z = \frac{0,82 \cdot (43930 - 2458,495)}{0,96 \cdot 0,5124(1 + 0,0652)} + 21,4855 \cdot 761,7748 = \\ = 3,0737 \cdot 10^{-3} \cdot T_z^2 + 22,1477 \cdot T_z - 81268,21 = T_z^2 + 7205,55 \cdot T_z - 26439860 = 0.$$

Решая данное квадратное уравнение, получим $T_z = 2675,747 \text{ К}$.

Максимальное теоретическое давление в конце сгорания по формуле (41)

$$P_z = 1,4316 \cdot 1,0614 \cdot 2675,747 / 761,7748 = 5,3297 \text{ МПа}.$$

Максимальное действительное давление в конце сгорания по формуле (42)

$$P_{za} = 0,85 \cdot 5,3297 = 4,5302 \text{ МПа}.$$

Степень повышения давления по формуле (43)

$$\lambda = 5,3297 / 1,4316 = 3,7229.$$

Расчет процесса расширения для карбюраторного двигателя начинают, приняв характерное значение показателя политропы расширения $n_2 = 1,28$.

Тогда давление в точке b индикаторной диаграммы по формуле (48) составит

$$P_b = 5,3297 / 8^{1,28} = 0,3722 \text{ МПа.}$$

Температура в точке b индикаторной диаграммы по формуле (49)

$$T_b = 2675,747 / 8^{1,28-1} = 1494,789 \text{ К.}$$

По формуле (48) вычислим расчетное значение температуры остаточных газов

$$T_r = 1494,789 / \sqrt[3]{0,3722 / 0,115} = 1010,541 \text{ К.}$$

Проверим правильность принятой ранее температуры остаточных газов $T_r = 1000 \text{ К.}$

$$\Delta = \frac{1010,541 - 1000}{1000} \cdot 100 = 1,05\%.$$

Поскольку $\Delta = 1,05\% < 5\%$, отклонение находится в допустимых пределах.

По формулам (51) – (54) определим индикаторные показатели карбюраторного двигателя.

Среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы по формуле (51)

$$P_i^l = 1,4316 / (8 - 1) \cdot \left[\frac{3,7229}{1,28 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8^{1,28-1}} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8^{1,38-1}} \right) \right] = 0,8702 \text{ МПа.}$$

Задаваясь значением коэффициента полноты индикаторной диаграммы $\nu = 0,93$, по формуле (52) определим среднее индикаторное давление для скругленной индикаторной диаграммы

$$P_i = 0,8702 \cdot 0,93 = 0,8093 \text{ МПа.}$$

Индикаторный К.П.Д. двигателя по формуле (53)

$$\eta_I = 0,8093 \cdot 0,96 \cdot 14,8399 / (43,93 \cdot 1,1892 \cdot 0,7385) = 0,2988.$$

Индикаторный удельный расход топлива по формуле (54)

$$g_i = 3,6 \cdot 10^3 / (43,93 \cdot 0,2988) = 274,2588 \text{ г/(кВт·ч)}.$$

Эффективные показатели работы двигателя определим по формулам (56) – (61), приняв предварительно среднюю скорость поршня $W_{cp} = 10 \text{ м/с}$.

Тогда среднее давление механических потерь по формуле (57) составит

$$P_{м.п.} = 0,04 + 0,0135 \cdot 10 = 0,175 \text{ МПа}.$$

Среднее эффективное давление по формуле (58)

$$P_e = 0,8093 - 0,175 = 0,6343 \text{ МПа}.$$

Механический и эффективный К.П.Д. по формулам (59) и (60):

$$\eta_m = 0,6343 / 0,8093 = 0,7838;$$

$$\eta_e = 0,2988 \cdot 0,7838 = 0,2342.$$

Эффективный удельный расход топлива по формуле (61)

$$g_e = 3,6 \cdot 10^3 / (43,93 \cdot 0,2342) = 349,9084 \text{ г/(кВт·ч)}.$$

Определим основные размеры цилиндра и параметры двигателя. Литраж двигателя по формуле (62) составит

$$V_L = 30 \cdot 4 \cdot 110 / (0,6343 \cdot 3200) = 6,5032 \text{ л}.$$

Рабочий объем цилиндра по формуле (63)

$$V_h = 6,5032 / 8 = 0,8129 \text{ л}.$$

Задаваясь отношением значения хода поршня к его диаметру $\beta = S/D = 0,95$, по формулам (64) и (65) уточним эти параметры:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,8129}{3,14 \cdot 0,95}} = 102,9155 \text{ мм};$$

$$S = 0,95 \cdot 102,9155 = 97,7698 \text{ мм}.$$

Площадь поршня по формуле (66)

$$F_n = 3,14 \cdot 102,9155^2 / 4 = 8314,406 \text{ мм}^2 = 83,1441 \text{ см}^2.$$

Средняя фактическая скорость поршня по формуле (67)

$$W_{\text{ср.ф}} = 97,7698 \cdot 3200 / (3 \cdot 10^4) = 10,4288 \text{ м/с}.$$

Отличие расчетной от принятой ранее скорости по формуле (68)

$$\Delta = \frac{10 - 10,4288}{10} \cdot 100 = -4,29\%.$$

Расчетная относительная ошибка не превышает 5%.

Эффективная мощность и эффективный крутящий момент по формулам (69) и (70):

$$N_e = 0,6343 \cdot 0,8129 \cdot 3200 \cdot 8 / (30 \cdot 4) = 109,9994 \text{ кВт};$$

$$M_{\text{ке}} = 9550 \cdot 109,9994 / 3200 = 328,2796 \text{ Н·м}.$$

Часовой расход топлива по формуле (71)

$$G_T = 109,9994 \cdot 349,9084 \cdot 10^{-3} = 38,4897 \text{ кг/ч}.$$

Литровая и удельная поршневая мощности по формулам (72) и (73):

$$N_L = 109,9994 / 6,5032 = 16,9146 \text{ кВт/л};$$

$$N_n = 4 \cdot 109,9994 / (8 \cdot 3,14 \cdot 102,9155^2) = 1,6537 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/мм}^2 = 16,537 \text{ кВт/дм}^2.$$

Приняв по прототипу массу сухого двигателя $G_{\text{сyx}} = 640 \text{ кг}$, по формулам (74) и (75) определяют его литровую и удельную массу:

$$g_L = 640 / (0,8129 \cdot 8) = 98,4131 \text{ кг/л};$$

$$g_N = 640 / 109,9994 = 5,8182 \text{ кг/кВт}.$$

Двигатель с внешним смесеобразованием на сжиженном газе

Задание. Выполнить тепловой расчет двигателя ЗИЛ-130 при переводе его на питание газовым топливом. Тип двигателя – автомобильный, четырехтактный, восьмицилиндровый, V-образный. Номинальная мощность $N_{\text{ен}} - 110 \text{ кВт}$, номинальная частота вращения коленчатого вала $n_n = 3200 \text{ мин}^{-1}$, степень сжатия $E = 8$, коэффициент тактности $\tau_d = 4$, коэффициент избытка

воздуха $\alpha=1,1$. Топливо – сжиженный газ с низшей удельной теплотой сгорания $Q_H=94500$ кДж/м³, средний элементарный состав: пропан – $C_3H_8=52\%$, бутан – $C_4H_{10}=48\%$.

Расчет параметров рабочего тела производится по формулам (17) и (4).

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 киломоля газа по формуле (17) составит

$$L_o^I = \frac{1}{0,21} \cdot \left[\left(3 + \frac{8}{4} \right) \cdot 0,52 + \left(4 + \frac{10}{4} \right) \cdot 0,48 \right] = 27,2381 \text{ кмоль.}$$

Количество свежего заряда по формуле (4)

$$M_1 = 1,1 \cdot 27,2381 = 29,9619 \text{ кмоль.}$$

Содержание продуктов сгорания 1 килоля топлива по формулам (18) – (21) составит:

- двуокиси углерода по формуле (18)

$$M_{CO_2} = 3 \cdot 0,52 + 4 \cdot 0,48 = 3,48 \text{ кмоль.}$$

- водяного пара по формуле (19)

$$M_{H_2O} = 0,5 \cdot (8 \cdot 0,52 + 10 \cdot 0,48) = 4,48 \text{ кмоль.}$$

- азота по формуле (20)

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot 1,1 \cdot 27,2381 = 23,6699 \text{ кмоль.}$$

- избыточного кислорода по формуле (21)

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (1,1 - 1) \cdot 27,2381 = 0,5720 \text{ кмоль.}$$

Количество молей продуктов сгорания по формуле (22)

$$M_2 = 3,48 + 4,48 + 23,6699 + 0,5720 = 32,2019 \text{ кмоль.}$$

Для расчета процесса впуска зададимся параметрами окружающей среды и остаточных газов. Примем атмосферные условия: давление $P_o=0,1$ МПа, температура $T_o=293$ К. Параметры воздуха на впуске: $P_k=P_o=0,1$ МПа, $T_k=T_o=293$ К, температура подогрева свежего заряда $\Delta T=20$ К. Пара-

метры остаточных газов: температура $T_r=880$ К, давление остаточных газов $P_r=1,15 \cdot P_o=1,15 \cdot 0,1=0,115$ МПа.

Плотность свежего заряда на впуске по формуле (7)

$$\rho_k=0,1 \cdot 10^6 / (287 \cdot 293) = 1,1892 \text{ кг/м}^3.$$

Задаваясь значениями коэффициента потерь давления на впуске $(\beta^2 + E_{вп})=3,5$ и скорости заряда $\omega_{вп}=95$ м/с, по формулам (8) и (9) вычисляем величину потерь давления на впуске и давления в конце впуска:

$$\Delta P_a = 3,5 \cdot (95^2 \cdot 1,1892 \cdot 10^{-6}) / 2 = 0,0188 \text{ МПа};$$

$$P_a = 0,1 - 0,0188 = 0,0812 \text{ МПа}.$$

Коэффициент остаточных газов по формуле (10)

$$\gamma_r = (293 + 20) \cdot 0,115 / [880 \cdot (8 \cdot 0,0812 - 0,115)] = 0,0765.$$

Температура в конце впуска по формуле (12)

$$T_a = (293 + 20 + 0,0765 \cdot 880) / (1 + 0,0765) = 353,2930 \text{ К}.$$

Коэффициент наполнения цилиндров свежим зарядом по формуле (13)

$$\eta_v = 293 \cdot (8 \cdot 0,0812 - 0,115) / [(293 + 20)(8 - 1) \cdot 0,1] = 0,7149.$$

Для расчета процесса сжатия примем значение показателя политропы сжатия $n_1=1,38$. Расчеты проводим по формулам (23) – (27).

Давление в конце такта сжатия по формуле (23)

$$P_c = 0,0812 \cdot 8^{1,38} = 1,4316 \text{ МПа}.$$

Температура в конце сжатия по формуле (24)

$$T_c = 353,2930 \cdot 8^{1,38-1} = 778,5905 \text{ К}.$$

Средняя молярная теплоемкость свежего заряда в конце сжатия по формуле (25)

$$\mu_{св} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 778,5905 = 21,5147 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}.$$

Число молей остаточных газов по формуле (26)

$$M_r = 1,1 \cdot 0,0765 \cdot 27,2381 = 2,2921 \text{ кмоль}.$$

Число молей газов в конце такта сжатия до начала процесса сгорания по формуле (27)

$$M_c = 29,9619 + 2,2921 = 32,2590 \text{ кмоль.}$$

Расчет процесса сгорания двигателя с внешним смесеобразованием, работающего на сжиженном газе, осуществляют по формулам (29), (30), (36), (40) – (43).

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания по формуле (36)

$$\mu_{c_{vz}} = (20,2 + 0,92/1,1) + (15,5 + 13,8/1,1) \cdot 10^{-4} \cdot T_z = 21,0364 + 0,0028 \cdot T_z$$

Число молей газов после сгорания по формуле (29)

$$M_z = 32,2019 + 2,2921 = 34,4940 \text{ кмоль.}$$

Расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси по формуле (30)

$$\beta = 34,4940 / 32,2590 = 1,0693.$$

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания, получаемого на основе выражения (40) при $E_T = 0,82$

$$1,0693 \cdot (21,0364 + 0,0028 \cdot T_z) \cdot T_z = \frac{22,4 \cdot 0,82 \cdot 94500}{1,1 \cdot 27,2381 \cdot (1 + 0,0765)} + \\ + 21,5147 \cdot 778,5905 = T_z^2 + 7514,669 \cdot T_z - 23569140 = 0.$$

Решая полученное квадратное уравнение, получим $T_z = 2381,610 \text{ К.}$

Максимальное теоретическое давление в конце сгорания по формуле (41)

$$P_z = 1,4316 \cdot 1,0693 \cdot 2381,610 / 778,5905 = 4,6825 \text{ МПа.}$$

Максимальное действительное давление в конце сгорания по формуле (42)

$$P_{za} = 0,85 \cdot 4,6825 = 3,9801 \text{ МПа.}$$

Степень повышения давления по формуле (43)

$$\lambda = 4,6825 / 1,4316 = 3,2708.$$

Для расчета процесса расширения примем значения показателя политропы расширения $n_2=1,33$. Тогда давление и температура в точке b индикаторной диаграммы по формулам (48) и (49) составят:

$$P_b=4,6825/8^{1,33}=0,2947 \text{ МПа};$$

$$T_b=2381,610/8^{1,33-1}=1199,088 \text{ К}.$$

По формуле (47) вычислим расчетное значение температуры остаточных газов и сравним его с ранее принятым:

$$T_r = 1199,088 / \sqrt[3]{0,2947/0,115} = 876,2419 \text{ К};$$

$$\Delta = \frac{880 - 876,2419}{880} \cdot 100 = 0,4271\%.$$

Поскольку ошибка значительно меньше 5%, расчет выполнен правильно.

По формулам (51) – (55) вычислим индикаторные показатели работы двигателя.

Среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы по формуле (51)

$$P_i^l = \frac{1,4316}{8-1} \cdot \left[\frac{3,2708}{1,33-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8^{1,33-1}} \right) - \frac{1}{1,38-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8^{1,38-1}} \right) \right] = 0,7125 \text{ МПа}.$$

Приняв коэффициент полноты индикаторной диаграммы $v=0,95$, по формуле (52) определим среднее индикаторное давление для скругленной индикаторной диаграммы

$$P_i=0,7125/0,95=0,7500 \text{ МПа}.$$

Индикаторный К.П.Д. двигателя по формуле (54)

$$\eta_i=371,15 \cdot 29,9619 \cdot 293 \cdot 0,75 / (94,5 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \cdot 0,7149) = 0,3617.$$

Индикаторный удельный расход топлива по формуле (55)

$$g_i=3,6 \cdot 10^3 / (94,5 \cdot 10^3 \cdot 0,3617) = 0,105 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

Эффективные показатели работы двигателя на сжиженном газе определим по формулам (57) – (61), приняв предварительно среднюю ско-

рость поршня $W_{cp}=10$ м/с. Тогда среднее давление механических потерь по формуле (57) составит

$$P_{м.п.}=0,04+0,0135 \cdot 10=0,175 \text{ МПа.}$$

Среднее эффективное давление по формуле (58)

$$P_e=0,75-0,175=0,575 \text{ МПа.}$$

Механический и эффективный К.П.Д. по формулам (59) и (60):

$$\eta_m=0,575/0,75=0,7667;$$

$$\eta_e=0,3617 \cdot 0,7667=0,2773.$$

Эффективный удельный расход топлива по формуле (61)

$$g_e=3,6 \cdot 10^3 / (94,5 \cdot 10^3 \cdot 0,2773)=0,1374 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя определим по формулам (62) – (75).

Литраж двигателя по формуле (62)

$$V_d=30 \cdot 4 \cdot 110 / (0,575 \cdot 3200)=7,1739 \text{ л.}$$

Рабочий объем цилиндра по формуле (63)

$$V_h=7,1739/8=0,8967 \text{ л.}$$

Задаваясь величиной отношения хода поршня к диаметру цилиндра $\beta=S/D=0,95$, по формулам (64) и (65) уточняем эти параметры:

$$D=100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,8967}{3,14 \cdot 0,95}}=106,3369 \text{ мм};$$

$$S=106,3369 \cdot 0,95=101,0201 \text{ мм.}$$

Площадь поршня по формуле (66)

$$F_n=3,14 \cdot (106,3369)^2 / 4=8876,415 \text{ мм}^2=0,8876 \text{ дм}^2.$$

Средняя фактическая скорость поршня по формуле (67)

$$W_{cp.ф}=\frac{101,0201 \cdot 3200}{3 \cdot 10^4}=10,7755 \text{ м/с.}$$

Отличие средней фактической скорости от принятой ранее по формуле (68) составит

$$\Delta = \frac{10 - 10,7755}{10} \cdot 100 = 7,7548\%.$$

Поскольку величина ошибки превышает 5%, диаметр цилиндра и ход поршня по сравнению с прототипом следует изменить. Для этого примем в расчетах: $D=106$ мм, $S=101$ мм.

Эффективная мощность и эффективный крутящий момент по формулам (69) и (70):

$$N_e = 0,575 \cdot 0,8967 \cdot 3200 \cdot 8 / (30 \cdot 4) = 109,9951 \text{ кВт};$$

$$M_{ке} = 9550 \cdot 109,9951 / 3200 = 328,2668 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Часовой расход топлива по формуле (71)

$$G_T = 109,9951 \cdot 0,1374 = 15,1133 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Удельная литровая и удельная поршневая мощность по формулам (72) и (73):

$$N_L = 109,9951 / 7,1739 = 15,3327 \text{ кВт/л};$$

$$\begin{aligned} N_n &= 4 \cdot 109,9951 / (8 \cdot 3,14 \cdot 106,3369^2) = 15,4898 \cdot 10^{-4} \text{ кВт/мм}^2 = \\ &= 15,4898 \text{ кВт/дм}^2. \end{aligned}$$

Приняв по прототипу массу сухого двигателя $G_{сyx}=640$ кг, по формулам (74) и (75) вычисляют его литровую и удельную массу:

$$g_L = 640 / (0,8967 \cdot 8) = 89,2160 \text{ кг/л};$$

$$g_N = 640 / 109,9951 = 5,8184 \text{ кг/кВт}.$$

4. Расчет систем охлаждения двигателей

Общие положения

Системы охлаждения двигателей служат для обеспечения их оптимального теплового режима путем принудительного отвода теплоты от нагретых деталей. Применяют системы охлаждения двух типов – жидкостные и воздушные.

Количество теплоты, передаваемое охлаждающей среде (жидкости или воздуху), определяют по формулам:

- для карбюраторных двигателей и двигателей с впрыском топлива

$$Q_{\text{в}} = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m (Q_{\text{н}} - \Delta Q_{\text{н}}) / (\alpha \cdot Q_{\text{н}}), \quad (99)$$

где c – коэффициент пропорциональности, принимаемый для четырехтактных двигателей из интервала $c=0,45-0,53$;

i – число цилиндров двигателя;

D – диаметр цилиндра, см;

m – показатель степени, $m=0,5-0,7$;

n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} ;

$Q_{\text{н}}$ – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\Delta Q_{\text{н}}$ – количество теплоты, теряемое вследствие химической неполноты сгорания топлива, определяемое по формуле (37), кДж/кг;

α – коэффициент избытка воздуха.

- для дизельных двигателей (без наддува и с наддувом)

$$Q_{\text{в}} = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (1/\alpha), \quad (100)$$

где m – показатель степени, $m=0,6-0,7$.

Расчет жидкостных систем охлаждения

Для всех типов двигателей его производят в следующей последовательности.

Расход жидкости в системе охлаждения для отвода количества теплоты, равной Q_B (циркулярный расход) определяют по формуле

$$G = Q_B / (c_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot \Delta T_{ж}), \quad (101)$$

где $c_{ж}$ – средняя теплоемкость охлаждающей жидкости, $c_{ж}=4187$ Дж/(кг·К);

$\rho_{ж}$ – средняя плотность жидкости, $\rho_{ж}=1000$ кг/м³;

$\Delta T_{ж}$ – перепад температуры жидкости при принудительной циркуляции $\Delta T_{ж}=6-12$ К.

Расчетную производительность насоса системы охлаждения определяют следующим образом

$$G_H = G / \eta, \quad (102)$$

где η – объемный коэффициент полезного действия (подачи) насоса, $\eta=0,8-0,9$;

Радиус входного отверстия крыльчатки насоса

$$r_1 = \sqrt{G_H / (\pi \cdot c_1) + r_0^2}, \quad (103)$$

где c_1 – скорость жидкости на входе в насос, $c_1=1...2$ м/с;

r_0 – радиус ступицы крыльчатки насоса, $r_0=0,01-0,02$ м.

Окружную скорость потока жидкости на выходе из колеса определяют по формуле

$$U_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot \sqrt{P_{ж} / (\rho_{ж} \cdot \eta_h)}, \quad (104)$$

где α_2 , β_2 – углы между направлением скорости жидкости и горизонтальной или вертикальной плоскостями: $\alpha_2=8-12^\circ$, $\beta_2=12-50^\circ$;

$P_{ж}$ – давление, создаваемое насосом, $P_{ж}=(5-15) \cdot 10^4$ Па;

η_h – гидравлический К.П.Д. насоса, $\eta_h=0,6-0,7$.

Радиус крыльчатки колеса на выходе из насоса

$$r_2 = 30 \cdot U_2 / (\pi \cdot n_e), \quad (105)$$

где n_e – частота вращения крыльчатки насоса, мин⁻¹.

Окружная скорость при входе потока жидкости

$$U_1 = U_2 \cdot r_1 / r_2, \quad (106)$$

Ширину лопатки на входе жидкости в насос определяют следующим образом

$$e_1 = \frac{G_H}{(2 \cdot \pi \cdot r_1 - z \cdot \delta_1 / \sin \beta_1) \cdot c_1}, \quad (107)$$

где z – число лопаток на крыльчатке насоса, $z=3-8$;

δ_1 – толщина лопатки крыльчатки на входе в насос, $\delta_1=0,003-0,005$ м;

β_1 – угол, тангенс которого определяют по формуле (108).

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 / U_1. \quad (108)$$

Радиальную скорость потока на выходе из колеса насоса определяют по формуле

$$c_r = \frac{P_{\text{ж}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{\rho_{\text{ж}} \cdot \eta_h \cdot U_2}. \quad (109)$$

Ширина лопатки на выходе из насоса

$$e_2 = \frac{G_H}{(\alpha \cdot \pi \cdot r_2 - z \cdot \delta_2 / \sin \beta_2) \cdot c_r}, \quad (110)$$

где δ_2 – толщина лопаток на выходе из насоса, $\delta_2=0,003-0,004$ м.

Мощность, потребляемую насосом определяют следующим образом

$$N_{BH} = G_H \cdot P_{\text{ж}} / (1000 \cdot \eta_m), \quad (111)$$

где η_m – механический К.П.Д. насоса системы охлаждения, $\eta_m=0,7-0,9$.

Количество воздуха, проходящего через радиатор, определяют по формуле

$$G_{\text{в}}^I = Q_{\text{в}} / (c_{\text{в}} \cdot \Delta T_{\text{в}}), \quad (112)$$

где $c_{\text{в}}$ – средняя теплоемкость воздуха, $c_{\text{в}}=1000$ Дж/(кг·К);

$\Delta T_{\text{в}}$ – температурный перепад воздуха в решетке радиатора,

$\Delta T_{\text{в}}=20-30$ К.

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор

$$G_{\text{ж}}^I = G \cdot \rho_{\text{ж}}, \quad (113)$$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор

$$T_{\text{ср.в}} = \frac{T_{\text{в.вх}} + (T_{\text{в.вх}} + \Delta T_{\text{в}})}{2}, \quad (114)$$

где $T_{\text{в.вх}}$ – расчетная температура воздуха на входе в радиатор, $T_{\text{в.вх}}=313$ К.

Средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{T_{\text{ж.вх}} + (T_{\text{ж.вх}} - \Delta T_{\text{ж}})}{2}, \quad (115)$$

где $T_{\text{ж.вх}}$ – температура охлаждающей жидкости на входе в радиатор, $T_{\text{ж.вх}}=353-368$ К.

Площадь поверхности охлаждения радиатора определяют по формуле

$$F = \frac{Q_{\text{ж}}}{K \cdot (T_{\text{ср.ж}} - T_{\text{ср.в}})}, \quad (116)$$

где $Q_{\text{ж}}$ – количество теплоты, отводимой от двигателя и передаваемого от жидкости к охлаждающему воздуху, $Q_{\text{ж}}=Q_{\text{в}}$;

K – коэффициент теплопередачи: для радиаторов легковых автомобилей $K=140-180$ Вт/(м²·К), для грузовых – $K=80-100$ Вт/(м²·К).

Плотность охлаждающего воздуха в радиаторе при его средней температуре определяют следующим образом

$$\rho_{\text{в}} = P_{\text{о}} \cdot 10^6 / (R_{\text{в}} \cdot T_{\text{ср.в}}), \quad (117)$$

где $P_{\text{о}}$ – расчетное атмосферное давление воздуха, $P_{\text{о}}=0,1$ МПа;

$R_{\text{в}}$ – удельная газовая постоянная для воздуха, $R_{\text{в}}=287$ Дж/(кг·К).

Производительность вентилятора

$$G_{\text{в}} = G_{\text{в}}^1 / \rho_{\text{в}}. \quad (118)$$

Площадь фронтальной поверхности радиатора

$$F_{\text{ф.р.}} = G_{\text{в}} / W_{\text{в}}, \quad (119)$$

где $W_{\text{в}}$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения автомобиля, $W_{\text{в}}=6-24$ м/с.

Диаметр вентилятора определяют по формуле

$$D_B = 2\sqrt{F_{\text{ф.р.}}/\pi}. \quad (120)$$

Окружная скорость вентилятора

$$U_B = \psi_L \cdot \sqrt{\Delta P_{\text{тр}}/\rho_B}, \quad (121)$$

где ψ_L – коэффициент, зависящий от формы лопастей вентилятора: для плоских лопастей $\psi_L=2,8-3,5$, для криволинейных $\psi_L=2,2-2,9$;

$\Delta P_{\text{тр}}$ – напор, создаваемый вентилятором, $\Delta P_{\text{тр}}=600-1000$ Па.

Частота вращения вентилятора

$$n_B = 60 \cdot U_B / (\pi \cdot D_B). \quad (122)$$

Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора

$$N_B = G_B \cdot \Delta P_{\text{тр}} / (1000 \cdot \eta_B), \quad (123)$$

где η_B – К.П.Д. вентилятора: клепанного $\eta_B=0,36-0,40$, литого - $\eta_B=0,55-0,65$.

Расчет системы воздушного охлаждения

Количество теплоты, отводимой охлаждающим воздухом, определяют по формулам:

- от цилиндра двигателя

$$Q_{\text{ц}} = (0,25 - 0,40) \cdot Q_B; \quad (124)$$

- от головки цилиндра двигателя

$$Q_{\text{г}} = (0,60 - 0,75) \cdot Q_B. \quad (125)$$

Величину коэффициента теплоотдачи поверхности цилиндра и головки цилиндра

$$K_B = 1,37 \cdot (1 + 0,0075 \cdot T_{\text{ср}}) \cdot (W_B / 0,278)^{0,73}, \quad (126)$$

где $T_{\text{ср}}$ – среднее арифметическое температур ребра и обдуваемого воздуха, К;

W_B – средняя скорость воздуха в межреберном пространстве цилиндра и его головки: при диаметре цилиндра $D=75-125$ мм значение $W_B=20-50$ м/с, при $D=125-150$ мм – $W_B=50-60$ м/с.

Значение средней арифметической температуры ребра и обдуваемого воздуха определяют по формулам:

- для цилиндра

$$T_{\text{ср.ц}} = \frac{(T_{\text{в.вх}} + T_{\text{ц.о}})}{2}, \quad (127)$$

где $T_{\text{ц.о}}$ – средняя температура у основания оребрения цилиндра: для алюминиевых сплавов $T_{\text{ц.о}}=403-423$ К, для чугуна – $T_{\text{ц.о}}=403-453$ К.

- для головки цилиндра

$$T_{\text{ср.г}} = \frac{(T_{\text{в.вх}} + T_{\text{г.о}})}{2}, \quad (128)$$

где $T_{\text{г.о}}$ – средняя температура у основания оребрения головки цилиндра: для алюминиевых сплавов $T_{\text{г.о}}=423-473$ К, для чугуна – $T_{\text{г.о}}=433-503$ К.

Площадь поверхности охлаждения ребер определяют следующим образом:

- для цилиндра

$$F_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{K_{\text{в}} \cdot (T_{\text{ц.о}} - T_{\text{ср.ц}})}, \quad (129)$$

- для головки цилиндра

$$F_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{г}}}{K_{\text{в}} \cdot (T_{\text{г.о}} - T_{\text{ср.г}})}. \quad (130)$$

где $T_{\text{ср.ц}}$, $T_{\text{ср.г}}$ – средние температуры воздуха в межреберном пространстве цилиндра и головки, К.

Значение $T_{\text{ср.ц}}$ и $T_{\text{ср.г}}$ определяют по формуле

$$T_{\text{ср.ц}} = T_{\text{ср.г}} = \frac{T_{\text{в.вх}} + T_{\text{в.вых}}}{2}. \quad (131)$$

Производительность вентилятора системы охлаждения определяют по формуле (117) с учетом выражений (1.11), (1.23) и (1.24)

- для охлаждения цилиндра

$$G_{в.ц} = \frac{Q_{ц}}{c_{в} \cdot \Delta T_{в.ц} \cdot \rho_{в}}, \quad (132)$$

- для головки цилиндра

$$G_{в.г} = \frac{Q_{г}}{c_{в} \cdot \Delta T_{в.г} \cdot \rho_{в}}, \quad (133)$$

где $\Delta T_{в.ц}$, $\Delta T_{в.г}$ – перепад температуры воздуха на выходе и входе системы воздушного охлаждения, определяемый по формуле

$$\Delta T_{в.ц} = \Delta T_{в.г} = T_{в.вых} - T_{в.вх}. \quad (134)$$

При расчете мощности вентилятора принимают наибольшее из значений его производительности, определенных по формулам (131) и (132)

$$N_{в.о} = G_{в.мах} \cdot \Delta P_{в.о} / (1000 \cdot \eta_{в.о}), \quad (135)$$

где $\Delta P_{в.о}$ – напор, создаваемый вентилятором воздушного охлаждения,

$$\Delta P_{в.о} = 2500 - 3500 \text{ Па};$$

$\eta_{в.о}$ – К.П.Д. вентилятора воздушного охлаждения, $\eta_{в.о} = 0,4 - 0,5$.

Примеры расчета систем охлаждения двигателей

Жидкостная система охлаждения

Примем по результатам теплового расчета четырехтактного, шестицилиндрового двигателя СМД-62 (см. п. 3.2) следующие исходные данные: номинальная частота вращения коленчатого вала $n_H = 2100 \text{ мин}^{-1}$, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,7$, низшая теплота сгорания топлива $Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$, диаметр поршня $D = 13 \text{ см}$.

Дополнительно примем следующие данные: коэффициенты пропорциональности в формуле (100) $c=0,53, m=0,68$, средняя теплоемкость охлаждающей жидкости $c_{ж}=4187$ Дж/(кг·К), средняя плотность охлаждающей жидкости $\rho_{ж}=1000$ кг/м³, перепад температуры жидкости $\Delta T=10$ К.

Тогда количество теплоты, передаваемой жидкости по формуле (100) при $n=n_H$ составит

$$Q_b = 0,53 \cdot 6 \cdot 13^{1+2 \cdot 0,68} \cdot 2100^{0,68} \cdot (1/1,7) = 144541 \text{ Дж/с.}$$

Расход жидкости в системе охлаждения (циркуляционный расход) по формуле (101)

$$G = \frac{144541}{4187 \cdot 1000 \cdot 10} = 0,00345 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Расчетная производительность насоса системы охлаждения по формуле (102)

$$G_H = 0,00345 / 0,85 = 0,00406 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Радиус входного отверстия крыльчатки насоса по формуле (103)

$$r_1 = \sqrt{0,00406 / (3,14 \cdot 1,7) + 0,02^2} = 0,034 \text{ м.}$$

Задаваясь значениями углов: $\alpha_2=8^\circ$, $\beta_2=40^\circ$, гидравлического К.П.Д. насоса системы охлаждения $\eta_h=0,66$ и создаваемого им давления $P_{ж}=80000$ Па, по формуле (104) определим окружную скорость потока жидкости на выходе из колеса насоса

$$U_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} 8^\circ \cdot \operatorname{ctg} 40^\circ} \cdot \sqrt{80000 / (1000 \cdot 0,66)} = 11,90 \text{ м/с.}$$

Радиус крыльчатки колеса на выходе из насоса при частоте вращения крыльчатки $n_b=2000$ мин⁻¹ по формуле (105) составит

$$r_2 = 30 \cdot 11,90 / (3,14 \cdot 2000) = 0,057 \text{ м.}$$

Окружная скорость потока жидкости при входе по формуле (106)

$$U_1 = 11,90 \cdot 0,034 / 0,057 = 7,10 \text{ м/с.}$$

Принимая угол между скоростями на входе c_1 и U_1 равным $\alpha_1=90^\circ$, по формуле (108) определим величину угла β_1

$$\operatorname{tg} \beta_1 = 1,7 / 7,1 = 0,2394,$$

откуда $\beta_1=13^\circ 45'$.

Приняв в расчетах толщину лопатки на входе жидкости в насос $\delta_1=0,004$ м и число лопаток на крыльчатке насоса $z=6$, по формуле (107) определим ширину лопатки на входе

$$b_1 = \frac{0,00406}{\left(2 \cdot 3,14 \cdot 0,034 - 6 \cdot 0,004 / \sin 13^\circ 45'\right) \cdot 1,7} = 0,022 \text{ м.}$$

Радиальная скорость потока жидкости на выходе из колеса насоса по формуле (109)

$$c_r = \frac{80000 \cdot \operatorname{tg} 8^\circ}{1000 \cdot 0,66 \cdot 11,9} = 1,43 \text{ м/с.}$$

Задаваясь толщиной лопатки на выходе из насоса $\delta_2=0,004$ м, по формуле (110) определим ее ширину

$$b_2 = \frac{0,00406}{\left(2 \cdot 3,14 \cdot 0,057 - 6 \cdot 0,004 / \sin 40^\circ\right) \cdot 1,43} = 0,0088 \text{ м.}$$

Мощность потребляемая насосом системы охлаждения при его механическом К.П.Д., равном $\eta_m=0,85$, по формуле (111) составит

$$N_{\text{вн}} = 0,00406 \cdot 80000 / (1000 \cdot 0,85) = 0,382 \text{ кВт.}$$

Задаваясь значением температурного перепада в решетке радиатора $\Delta T_{\text{в}}=28$ К, по формуле (112) определим количество воздуха, проходящего через радиатор

$$G_{\text{в}}^{\text{I}} = 144541 / (1000 \cdot 28) = 5,16 \text{ кг/с.}$$

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор по формуле (113)

$$G_{\text{ж}} = 0,00345 \cdot 1000 = 3,45 \text{ кг/с.}$$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор по формуле (114)

$$T_{\text{ср.в}} = \frac{313 + (313 + 28)}{2} = 327 \text{ К.}$$

Средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе в ее температуре на входе в радиатор $T_{\text{ж.вх}}=363 \text{ К}$, и температурном перепаде $\Delta T_{\text{ж}}=10 \text{ К}$, по формуле (115) составит

$$T_{\text{ср.ж}} = \frac{363 + (363 - 10)}{2} = 358 \text{ К.}$$

Площадь поверхности охлаждения радиатора при коэффициенте теплопередачи $K=100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ по формуле (116) составит

$$F = \frac{144541}{100 \cdot (358 - 327)} = 46,63 \text{ м}^2.$$

При атмосферном давлении воздуха $P_o=0,1 \text{ МПа}$ и удельной газовой постоянной воздуха $R=287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ плотность охлаждающего воздуха в радиаторе по формуле (117)

$$\rho_v = 0,1 \cdot 10^6 / (287 \cdot 327) = 1,065 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Производительность вентилятора по формуле (118)

$$G_v = 5,16 / 1,065 = 4,845 \text{ м}^3/\text{с}.$$

При скорости воздуха перед фронтом радиатора $W_v=20 \text{ м}/\text{с}$, его фронтальная поверхность по формуле (119) составит

$$F_{\text{ф.р}} = 4,845 / 20 = 0,242 \text{ м}^2.$$

Диаметр вентилятора системы охлаждения по формуле (120)

$$D_v = 2\sqrt{0,242 / 3,14} = 0,55 \text{ м}.$$

Окружная скорость вентилятора при напоре $\Delta P_{\text{тр}}=800 \text{ Па}$ и коэффициенте $\psi_{\text{л}}=3,15$ по формуле (121) составит

$$U_v = 3,15 \cdot \sqrt{800 / 1,065} = 86,33 \text{ м}/\text{с}.$$

Частота вращения крыльчатки вентилятора по формуле (122)

$$n_b = 60 \cdot 86,33 / (3,14 \cdot 0,55) = 2999,3 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора при его К.П.Д. $\eta_b=0,60$ по формуле (123) составит

$$N_b = 4,845 \cdot 800 / (1000 \cdot 0,6) = 6,46 \text{ кВт}.$$

4.4.2. Воздушная система охлаждения

Примем по данным теплового расчета двигателя Д-144 (см. п. 3.1) следующие исходные данные: диаметр цилиндра $D=10,2$ см, номинальная частота вращения коленчатого вала $n_n=2000 \text{ мин}^{-1}$, коэффициент избытка воздуха $\alpha=1,45$.

Дополнительно примем следующие данные: коэффициенты пропорциональности по формуле (100) $c=0,50$, $m=0,65$, температура окружающего воздуха $T_{в.вх}=293 \text{ К}$.

Количество теплоты, передаваемое воздуху по формуле (100) составит

$$Q_b = 0,5 \cdot 4 \cdot 10,2^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 2000^{0,65} \cdot (1/1,45) = 40282 \text{ Дж/с}.$$

Приняв количество теплоты, отводимой охлаждающим воздухом от цилиндра двигателя 35%, от головки цилиндра – 65% по формулам (124) и (125) получим:

$$Q_{ц} = 0,35 \cdot 40282 = 14098,7 \text{ Дж/с};$$

$$Q_{г} = 0,65 \cdot 40282 = 26183,3 \text{ Дж/с}.$$

Принимая температуру охлаждающего воздуха на входе $T_{в.вх}=293 \text{ К}$, а температуры у основания оребрения: для цилиндра $T_{ц.о}=425 \text{ К}$ и для головки цилиндра $T_{г.о}=475 \text{ К}$, по формулам (127) и (128) определим средние арифметические температуры ребра и обдуваемого воздуха:

$$T_{ср.ц} = \frac{(293 + 425)}{2} = 359 \text{ К};$$

$$T_{ср.г} = \frac{(293 + 475)}{2} = 384 \text{ К}.$$

Принимая среднюю скорость воздуха в межреберном пространстве при диаметре цилиндра $D=102$ мм равной $W_B=35$ м/с по формуле (126) получим:

- для цилиндра

$$K_{в.ц} = 1,37 \cdot (1 + 0,0075 \cdot 359) \cdot (35/0,278)^{0,73} = 172,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

- для головки цилиндра

$$K_{в.г} = 1,37 \cdot (1 + 0,0075 \cdot 384) \cdot (35/0,278)^{0,73} = 181,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Принимая среднюю температуру воздуха на выходе $T_{в.вых}=360$ К, по формуле (131) определим среднюю температуру воздуха в межреберном пространстве цилиндра и головки

$$T_{ср.ц} = T_{ср.г} = \frac{293 + 360}{2} = 326,5 \text{ К}.$$

Тогда, площадь поверхности охлаждения ребер по формулам (129) и (130) составит:

- для цилиндра

$$F_{ц} = \frac{14098,7}{172,6 \cdot (425 - 326,5)} = 0,83 \text{ м}^2;$$

- для головки цилиндра

$$F_{г} = \frac{26183,3}{181,4 \cdot (475 - 326,5)} = 0,97 \text{ м}^2.$$

Перепад температуры воздуха на выходе и входе системы по формуле (134) составит

$$\Delta T_{в.ц} = \Delta T_{в.г} = 360 - 293 = 67 \text{ К}.$$

Тогда, производительность вентилятора системы охлаждения по формулам (132) и (133) составит:

- для цилиндра

$$G_{в.ц} = \frac{14098,7}{1000 \cdot 67 \cdot 1,07} = 0,197 \text{ м}^3/\text{с};$$

- для головки цилиндра

$$G_{\text{в.з}} = \frac{26183,3}{1000 \cdot 67 \cdot 1,07} = 0,376 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимая наибольшее из полученных значений производительности по формуле (135) определим мощность вентилятора системы охлаждения

$$N_{\text{в.о}} = 0,376 \cdot 3000 / 1000 \cdot 0,45 = 2,51 \text{ кВт}.$$

Библиографический список

1. ГОСТ 7.32 – 2001. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления. - Минск. Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2002. – 19 с.
2. ГОСТ 2.105 – 95. Общие требования к текстовым документам. – Минск. Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1996. – 19 с.
3. Единая система конструкторской документации. Общие правила выполнения чертежей. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 158 с.
4. Двигатели КАМАЗ. Руководства по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту./ Под ред. Н.А. Гатаулина. – Набережные Челны, 2002. – 247 с.
5. Автомобили ЗИЛ. Практическое руководство по ремонту, обслуживанию и эксплуатации. – М.: «Ливр», 1997. – 255 с.
6. Автомобили семейства ГАЗ. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. М.: - Машиностроение, 1997. – 354 с.
7. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. 3-е изд. перераб. и доп.–М.: Высшая школа, 2002.–496 с.
8. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов/ Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высшая школа, 1985. – 369 с.
9. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с.
10. Конструкция и расчет автотракторных двигателей/ Под ред. проф. Ю.А. Степанова. – М.: Машиностроение, 1964. – 552 с.
11. Топлива, смазочные материалы и технические жидкости. Ассортимент и применение. Справочник/ Под. ред. В.М. Школьников. – М.: Изд. центр «Техинпром», 1999. – 438 с.