

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО МОРСКОГО И РЕЧНОГО ТРАНСПОРТА
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ВОДНЫХ КОММУНИКАЦИЙ»

В.В. Гаврилов, В.Ю. Мащенко

**АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ РАСЧЕТ
РАБОЧЕГО ЦИКЛА СУДОВОГО
ДВС**

Рекомендовано УМО по образованию в области кораблестроения и океанотехники для курсантов Военно-морского инженерного института и студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки дипломированных специалистов, бакалавров, магистров 180100 «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры» в качестве учебного пособия

Санкт-Петербург
2011

УДК 621.43
ББК
Г

Рецензенты:

*Доктор технических наук, профессор Санкт-Петербургского государственного университета водных коммуникаций Л.В. Тузов;
доктор технических наук, доцент Санкт-Петербургского государственного морского технического университета В.В. Медведев*

Гаврилов В.В., Мащенко В.Ю. Автоматизированный расчет рабочего цикла судового ДВС: Учеб. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПГУВК, 2011. – 68 с.

ISBN

Учебное пособие соответствует дисциплинам «Судовое главное энергетическое оборудование», «Теория ДВС» и другим дисциплинам направления подготовки «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры». Оно может быть использовано при выполнении внеаудиторной самостоятельной работы, курсового и дипломного проектов.

Изложены принципы определения основных параметров и показателей рабочего цикла судового дизеля. Применен усовершенствованный метод Гриневецкого - Мазинга расчета цикла, представлен алгоритм расчета. Учтены все известные схемы систем наддува современных дизелей. Даны рекомендации к расчету цикла при курсовом проектировании.

Представленная компьютерная программа расчета цикла универсальна. Она позволяет рассчитывать двигатели различной тяктиности, двигатели без наддува и с различными схемами наддува.

Пособие предназначено для студентов профиля подготовки «Судовые энергетические установки». Оно может быть полезно также студентам, обучающимся по специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок».

УДК 621.43
ББК

© Санкт-Петербургский государственный
университет водных коммуникаций, 2011

В пособии использованы следующие сокращения:

АТД – автотракторный дизель;

ВО – воздухоохладитель;

ВОД – высокооборотный дизель;

Д – поршневой двигатель, дизель;

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

ДД – двухтактный Д вообще, а также ДД с системой продувки-наддува от компрессора, приводимого от коленчатого вала;

ДН – двухтактный Д с наддувом;

К – компрессор;

КС – камера сгорания;

МОД – малооборотный дизель;

ПОД – повышенной оборотности дизель;

СОД – среднеоборотный дизель;

Т – турбина;

ТК – турбокомпрессор;

ЧД – четырехтактный Д вообще, а также Д без наддува;

ЧН – четырехтактный Д с наддувом.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Автоматизация расчета рабочего цикла ДВС освобождает студента от рутинных вычислений, помогает глубже понять сущность описываемых математической моделью процессов. За счет выполнения многовариантного расчета обеспечена возможность исследования зависимости параметров и показателей рабочего цикла от различных факторов.

Настоящее учебное пособие представляет собой развитие предыдущих пособий [1, 2] и второе дополненное издание пособия [3]. Оно может быть

использовано при решении задач различных типов, в которых реализуются различные варианты алгоритмов расчета:

- 1) при известных эффективной мощности (N_e) двигателя, размерах цилиндра (S, D) и других данных в результате расчета определяются давление наддува (p_k) и другие величины;
- 2) при известных S, D, p_k и других данных вычисляются N_e и другие величины;
- 3) при известных N_e, p_k и других данных, а также при дополнении расчетов на компьютере простейшими "ручными" расчетами [4] определяются различные варианты сочетаний D и S , а также другие величины.

Могут быть решены задачи, различающиеся также номенклатурой и объемом входных и выходных данных расчета. Для этого предусмотрены различные модификации программы DVS.

В расчете процессов, происходящих в цилиндре двигателя, использован метод Гриневецкого - Мазинга с некоторыми уточнениями. Алгоритм расчета в основном соответствует алгоритму, изложенному в методических указаниях [4]. Отличия состоят в том, что с целью повышения точности оценки адиабатного теплоперепада в турбинах агрегатов наддува учтена переменность теплоемкости газа при расширении в турбинах, а также введена расчетная оценка показателя адиабаты. Эти изменения в алгоритме целесообразны при расчете современных двигателей с высоким давлением наддува и значительной мощностью турбин агрегатов наддува.

Предусмотренные в новых версиях программы разновидности алгоритма позволяют рассчитывать рабочий цикл двигателей, в которых сжигается не только дизельное топливо среднего состава, но и другое жидкое углеводородное топливо. Возможная корректировка среднего показателя политропы сжатия позволяет рассчитывать двигатели с увеличенной или уменьшенной интенсивностью отвода теплоты от рабочего тела через стенки цилиндра, включая так называемые «адиабатные» двигатели.

Предлагаемые в настоящем учебном пособии метод и соответствующая программа расчета позволяют исследовать влияние различных величин, характеризующих конструкцию двигателя и условия его работы, на параметры рабочего тела в различных точках цикла и показатели двигателя. Указанное расчетное исследование дает адекватные результаты только тогда, когда предварительно идентифицированы параметры («настроечные» коэффициенты) используемой математической модели цикла. Суть идентификации состоит в том, что перед началом исследования рассчитывают по предлагаемой программе исходный вариант рабочего цикла, параметры и показатели которого известны, в частности, по экспериментальным данным. При этом подбирают такие значения «настроечных» коэффициентов, при которых получаются известные результаты расчета. Проведя таким образом идентификацию, приступают к намеченному расчетному исследованию, в ходе которого изменяют исходные данные, чтобы учесть конструктивные особенности и особенности условий работы рассчитываемого двигателя.

Включенные в учебное пособие некоторые рекомендации к выбору исходных данных расчета содержат количественную информацию как опубликованную ранее [2], так и частично заимствованную из методических указаний [4]. По сравнению с первым изданием [3] в данном пособии содержится глава 7, посвященная курсовому проектированию.

Содержание учебного пособия соответствует государственным общеобразовательным стандартам профессионального образования по специальностям «Судовые энергетические установки» и «Эксплуатация судовых энергетических установок». В нем затронуты вопросы теории рабочих процессов, рассмотрены основные параметры и показатели рабочего цикла судового поршневого двигателя, представлены и учтены в расчетах все возможные системы его наддува, для анализа использован метод численного моделирования рабочих процессов двигателя.

2. СИСТЕМЫ НАДДУВА

Основные варианты системы наддува Д, предусмотренные настоящим пособием и программой расчета, показаны на рис. 2.1 и 2.2. Системы различаются наличием или отсутствием механической связи между Д и ТК, числом агрегатов наддува (одноступенчатый наддув или двухступенчатый) и числом охладителей наддувочного воздуха. На рис. 2.1 представлены схемы систем с механической связью между Д и ТК, а на рис. 2.2 – схемы без указанной связи. Предусмотрена возможность расчета Д без наддува.

Заметим, что только часть показанных на рисунках систем в настоящее время получила распространение в практике. Другая же часть систем (нестандартных) может быть использована студентами при выполнении учебных исследовательских работ.

В табл. 2.1 перечислены все системы, даны состав их основных элементов и условные названия.

Несколько турбин, работающих параллельно, рассматриваются как одна турбина.

Необходимо обратить внимание на то, что во всех случаях при наличии в системе ТК и приводного К (см. схемы 2, 3, 7 и 8) функцию первой ступени наддува выполняет ТК. В системах с двумя ТК (см. схемы 4 и 9) компрессор низкого давления обозначен через К1, а высокого – через К2. Для турбин принято обратное обозначение – турбина высокого давления обозначена Т1, а низкого – Т2. Таким образом, ТК первой ступени наддува («ТК1») представляет собой агрегат К1-Т2, а ТК второй ступени («ТК2») – агрегат К2-Т1.

Схема 1

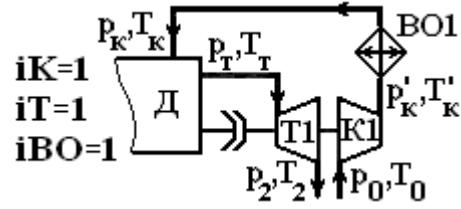


Схема 2

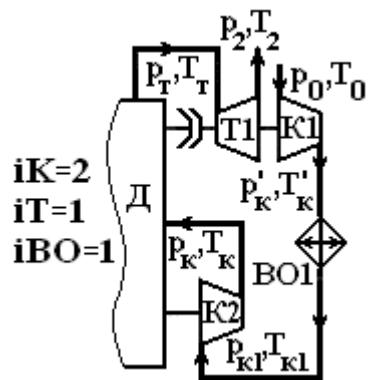


Схема 3

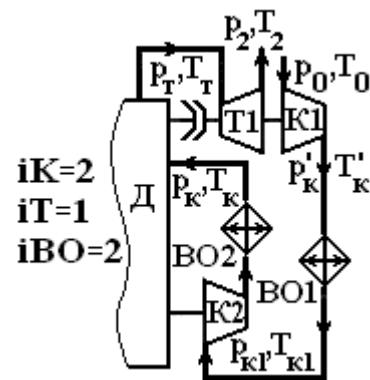


Схема 4

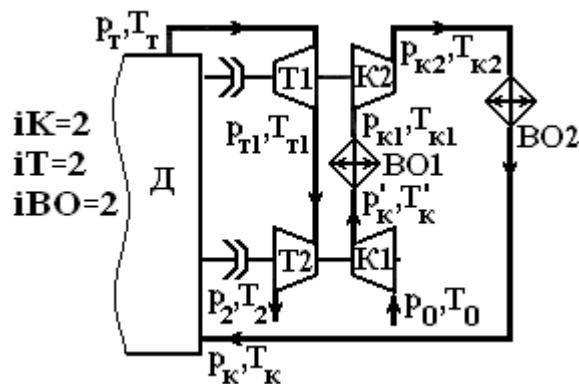


Рис. 2.1. Системы наддува с механической связью между
двигателем и турбокомпрессорами

Схема 5

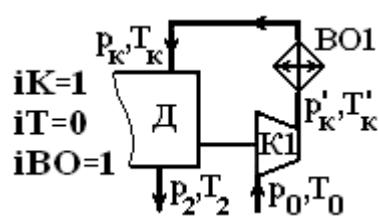


Схема 6

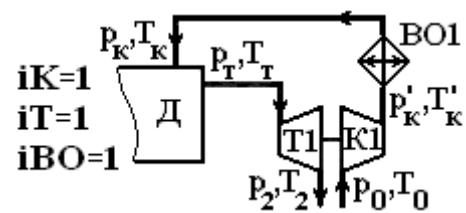


Схема 7

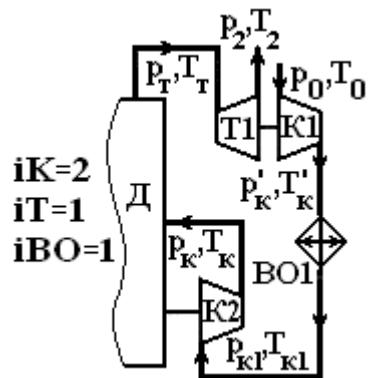


Схема 8

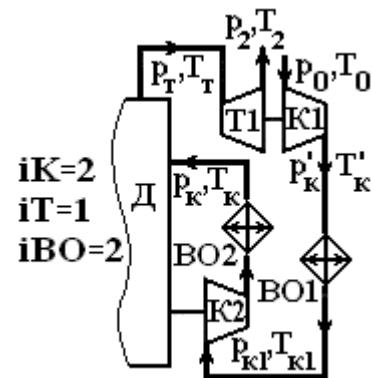


Схема 9

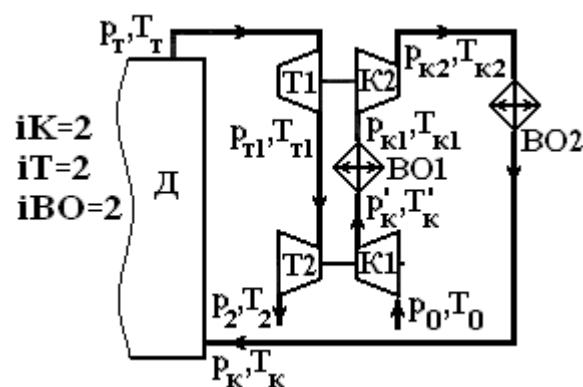


Рис. 2.2. Системы наддува без механической связи между двигателем и турбокомпрессорами

Таблица 2.1

Но- мер схе- мы	Состав си- стемы над- дува*			Условное название системы наддува
	<i>iK</i>	<i>iT</i>	<i>iBO</i>	
1	1	1	1	1 приводной ТК – 1 воздухоохладитель
2	2	1	1	1 приводной ТК – 1 приводной К – 1 воздухоохлади- тель
3	2	1	2	1 приводной ТК – 1 приводной К – 2 воздухоохлади- теля
4	2	2	2	2 приводных ТК – 2 воздухоохладителя
5	1	0	1	1 приводной К – 1 воздухоохладитель (механический наддув)
6	1	1	1	1 свободный ТК – 1 воздухоохладитель
7	2	1	1	1 свободный ТК – 1 приводной К – 1 воздухоохлади- тель
8	2	1	2	1 свободный ТК – 1 приводной К – 2 воздухоохлади- теля
9	2	2	2	2 свободных ТК – 2 воздухоохладителя

* *iK* – число компрессоров;
iT – число турбин;
iBO – число воздухоохладителей (охладителей наддувочного воздуха).

Пособие может быть использовано при расчете Д с некоторыми системами наддува, не указанными на рисунках, в частности, с системами с уменьшенным числом охладителей воздуха.

3. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА

Значительная часть алгоритма расчета, реализованного в предлагаемой программе DVS, описана в методических указаниях [3], в учебнике [4], в

справочнике [5] и других источниках. Здесь же представлен алгоритм с упомянутыми выше изменениями (см. раздел 1).

Алгоритм изложен для общего случая состава двигателя, то есть для самых сложных систем наддува 4 и 9 (см. рис. 2.1 и 2.2, а также табл. 2.1). При работе программы в зависимости от заданной в исходных данных схемы системы наддува та или иная часть представленных ниже формул автоматически исключается из расчета.

Ниже подробно описан алгоритм расчета по программе DVS, и далее указаны его особенности применительно к версиям программы DVS 2.1, DVS 2.2 и DVS 2.11.

3.1. Алгоритм расчета для топлива среднего состава

В программе DVS реализован алгоритм, в котором учтено топливо с низшей теплотой сгорания $Q_n = 42290 \text{ кДж/кг}$ [1, 2]. При этом постоянные величины, используемые в расчете, приняты для дизельного топлива среднего состава ($c = 0,87$; $h = 0,126$; $o = 0,004$, где c, h, o – массовые доли соответственно углерода, водорода и кислорода). Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива $L_0 = 0,495 \text{ кмоль/кг}$.

Для удобства пользования программой алгоритм записан в обычных обозначениях, принятых в литературе по теории ДВС. Наименования и размерности величин в формулах указаны в табл. 5.1 и 6.1. Характерные точки расчетного цикла ДВС, а также параметры цикла показаны на рис. 3.1.

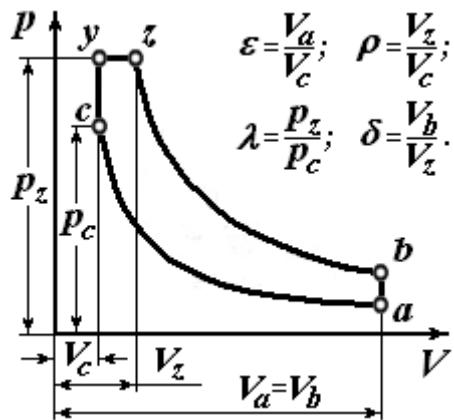


Рис. 3.1. Характерные точки и параметры расчетного цикла ДВС

ПРОЦЕСС НАПОЛНЕНИЯ

Давление воздуха на выходе из компрессора К2

$$p_{\kappa 2} = p_{\kappa} + \Delta p_{BO2}.$$

Давление на выходе из воздухоохладителя ВО1 и на входе в компрессор К2

$$p_{\kappa 1} = p_{\kappa 2} \Big/ \pi_{\kappa 2}.$$

Давление на выходе из компрессора К1

$$p'_{\kappa} = p_{\kappa 1} + \Delta p_{BO1}.$$

Степень повышения давления в компрессоре К1

$$\pi_{\kappa 1} = p'_{\kappa} \Big/ p'_0 = p'_{\kappa} \Big/ (p_0 - \Delta p_0).$$

Температура воздуха на выходе из компрессора К1

$$T'_{\kappa} = T_0 \left(1 + \frac{\pi_{\kappa 1}^{0,286} - 1}{\eta_{ak1}} \right).$$

Понижение температуры воздуха в охладителе ВО1

$$\Delta T_{BO1} = T'_{\kappa} - T_{\kappa 1}.$$

Температура воздуха после компрессора К2

$$T_{\kappa 2} = T_{\kappa 1} \left(1 + \frac{\pi_{\kappa 2}^{0,286} - 1}{\eta_{ak2}} \right).$$

Понижение температуры воздуха в охладителе ВО2

$$\Delta T_{BO2} = T_{\kappa 2} - T_{\kappa}.$$

Температура и давление заряда цилиндра в начале сжатия:

$$T_a = \frac{T_{\kappa} + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}; \quad p_a = p_{\kappa} \left(\frac{p_a}{p_{\kappa}} \right).$$

Коэффициент наполнения цилиндра, отнесенный к полезному ходу поршня

$$\eta'_h = \frac{\varepsilon T_{\kappa} p_a}{(\varepsilon - 1)(1 + \gamma_r) p_{\kappa} T_a}.$$

Коэффициент наполнения цилиндра, отнесенный к полному ходу поршня

$$\eta_h = \eta'_h (1 - \psi_{\Pi}).$$

Коэффициент избытка продувочного воздуха

$$\varphi_{\kappa} = \eta_h \varphi_a.$$

Суммарный коэффициент избытка воздуха

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha \varphi_a.$$

ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Уравнения средней мольной изохорной теплоемкости, соответственно, воздуха и «чистых» продуктов сгорания:

$$\bar{c}_v' = 19,26 + 0,00251 T; \quad \bar{c}_v'' = 20,473 + 0,0036 T.$$

Постоянные уравнения средней мольной изохорной теплоемкости смеси воздуха и остаточных газов при сжатии заряда цилиндра $\bar{c}_{vc}'' = a_{vc} + b_c T$:

$$a_{vc} = \frac{20,473 \gamma_r + 19,26 [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r]}{\alpha(1 + \gamma_r)};$$

$$b_c = \frac{0,0036\gamma_r + 0,00251[\alpha(1+\gamma_r) - \gamma_r]}{\alpha(1+\gamma_r)}.$$

Средний показатель политропы сжатия заряда цилиндра

$$n_1 = 1 + \frac{8,314}{a_{vc} + T_a b_c (1 + \varepsilon^{n_1-1})}.$$

Давление и температура заряда цилиндра в конце сжатия:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}; \quad T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1}.$$

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

Действительное количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L = \alpha L_0,$$

где $L_0 = 0,495$ кмоль/кг – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива среднего элементарного состава.

Химический и действительный коэффициенты молекулярного изменения:

$$\beta_0 = 1 + \frac{0,064}{\alpha}; \quad \beta = \frac{(\beta_0 + \gamma_r)}{(1 + \gamma_r)}.$$

Относительное количество топлива (в долях единицы), сгоревшего в точке z цикла

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi}.$$

Коэффициент молекулярного изменения в точке z цикла

$$\beta_z = 1 + x_z \frac{\beta_0 - \gamma_r}{1 + \gamma_r}.$$

Постоянные уравнения средней мольной изохорной теплоемкости смеси в точке z цикла $\bar{c}_{vz}'' = a_{vz} + b_z T$:

$$a_{vz} = \frac{20,473(1,064x_z + \gamma_r) + 19,26[\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]}{\alpha(1 + \gamma_r) + 0,064x_z};$$

$$b_z = \frac{0,0036(1,064x_z + \gamma_r) + 0,00251[\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]}{\alpha(1 + \gamma_r) + 0,064x_z}.$$

Постоянные уравнения средней мольной изохорной теплоемкости смеси в точке b цикла $\bar{c}_{vb}'' = a_{vb} + b_b T$:

$$a_{vb} = \frac{20,473(1,064 + \gamma_r) + 19,26(1 + \gamma_r)(\alpha - 1)}{\alpha(1 + \gamma_r) + 0,064};$$

$$b_b = \frac{0,0036(1,064 + \gamma_r) + 0,00251(1 + \gamma_r)(\alpha - 1)}{\alpha(1 + \gamma_r) + 0,064}.$$

Теплота сгорания топлива, приведенная к температуре 0 К

$$Q'_h = Q_h + L(1 + \gamma_r)[\beta_z(a_{vz} + b_z T_0) - (a_{vc} + b_c T_0)]T_0.$$

Максимальное давление цикла

$$p_z = \lambda p_c$$

(при известном $p_z = p_{z \max}$ вычисляется степень повышения давления λ).

Постоянная a_{pz} уравнения средней мольной изобарной теплоемкости смеси в точке z цикла $\bar{c}_{pz}'' = a_{pz} + b_z T$:

$$a_{pz} = a_{vz} + 8,314.$$

Максимальная температура сгорания (температура в точке z)

$$T_z = \frac{\frac{\xi_z Q'_h}{L} + (19,26 + 0,00251T_c + 8,314\lambda)T_c + \gamma_r(a_{vb} + b_b T_c + 8,314\lambda)T_c}{\beta_z(1 + \gamma_r)(a_{pz} + b_z T_z)}.$$

ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

Степени предварительного и последующего расширений заряда цилиндра:

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c}; \quad \delta = \frac{\varepsilon}{\rho}.$$

Средний показатель политропы расширения

$$n_2 = 1 + \frac{8,314 \left(\beta_z T_z / \beta - T_b \right)}{\frac{Q'_h (\xi - \xi_z)}{L \beta (1 + \gamma_r)} + \frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z - (a_{vb} + b_b T_b) T_b}.$$

Температура и давление в конце процесса расширения:

$$T_b = \frac{\beta_z T_z}{\beta \delta^{(n_2-1)}}; \quad p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}.$$

ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Среднее индикаторное давление теоретического цикла

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left[1 - \frac{1}{\delta^{(n_2-1)}} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon^{(n_1-1)}} \right] \right\}.$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла

$$p_i = p'_i (1 - \psi_{\Pi}) \zeta.$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = 433 \frac{\eta_h p_k}{L T_k p_i}.$$

Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{3600}{Q_h g_i}.$$

Индикаторная мощность двигателя

$$N_i = 13,09 p_i D^2 S n i z.$$

КОМПРЕССОРЫ

Адиабатная работа в компрессоре К1 (см. схему системы наддува)

$$l_{ak1} = 1,005 T_0 \left(\pi_{k1}^{0,286} - 1 \right).$$

Относительная мощность привода К1

$$\delta_{\kappa 1} = 14,33 \frac{l_{\alpha \kappa 1} \alpha_{\Sigma}}{Q_h \eta_i \eta_{\alpha \kappa 1} \eta_{\mu \kappa 1}}.$$

Адиабатная работа в компрессоре К2 (см. схему системы наддува)

$$l_{\alpha \kappa 2} = 1,005 T_{\kappa 1} \left(\pi_{\kappa 2}^{0,286} - 1 \right).$$

Относительная мощность привода К2

$$\delta_{\kappa 2} = 14,33 \frac{l_{\alpha \kappa 2} \alpha_{\Sigma}}{Q_h \eta_i \eta_{\alpha \kappa 2} \eta_{\mu \kappa 2}}.$$

ТУРБИНЫ

Давление газов перед турбиной Т1 (см. схему системы наддува)

$$p_T = p_{\kappa} \left(\frac{p_T}{p_{\kappa}} \right).$$

Температура газов, истекающих из цилиндра при свободном выпуске

$$T_{\Gamma} = \frac{T_b}{\left(\frac{p_b}{p_T} \right)^{\frac{n_{\Gamma}-1}{n_{\Gamma}}} }.$$

Средняя мольная изобарная теплоемкость продувочного воздуха

$$\bar{c}'_{p\kappa} = 8,314 + 19,26 + 0,00251 T_{\kappa}.$$

Средняя мольная изобарная теплоемкость продуктов сгорания

$$\bar{c}''_{p\Gamma} = 8,314 + a_{vb} + b_b T_{\Gamma}.$$

Средняя мольная изобарная теплоемкость газовоздушной смеси перед турбиной Т1

$$\bar{c}''_{pT} = \frac{(\varphi_a - 1) \bar{c}'_{p\kappa} + \beta_0 \bar{c}''_{p\Gamma}}{(\varphi_a - 1 + \beta_0)}.$$

Температура смеси перед турбиной Т1

$$T_T = \frac{(\varphi_a - 1) \bar{c}'_{p\kappa} T_{\kappa} + \beta_0 \bar{c}''_{p\Gamma} T_{\Gamma}}{(\varphi_a - 1 + \beta_0) \bar{c}''_{pT}}.$$

Удельный расход газа в турбинах

$$M_T = \frac{g_i L (\varphi_a - 1 + \beta_0)}{3600}.$$

Степень понижения давления в турбине Т1

$$\pi_{T1} = \frac{p_T}{p_{T1}}.$$

Мольная доля воздуха в выпускном коллекторе

$$r'_T = \frac{\alpha_\Sigma - 1}{\alpha_\Sigma + 0,064}.$$

Мольная доля «чистых» продуктов сгорания в выпускном коллекторе

$$r''_T = \frac{1,064}{\alpha_\Sigma + 0,064}.$$

Постоянные уравнения средней изохорной теплоемкости газа (смеси продуктов сгорания и продувочного воздуха) $\bar{c}_{vT}'' = a_{vT} + b_T T$:

$$a_{vT} = 19,26r' + 20,473r''; \quad b_T = 0,00251r' + 0,0036r'',$$

где указаны значения постоянных уравнений средней мольной изохорной теплоемкости соответственно воздуха и «чистых» продуктов сгорания.

Постоянная a_{pT} уравнения средней изобарной теплоемкости газа

$$\bar{c}_{pT}'' = a_{pT} + b_T T:$$

$$a_{pT} = a_{vT} + 8,314.$$

Температура газа в конце адиабатного расширения в турбине Т1

$$T_{T1}^{ad} = T_T \left(\frac{1}{\pi_{T1}} \right)^{\left(\frac{k_{T1}-1}{k_{T1}} \right)}.$$

Средняя мольная изобарная теплоемкость газа в интервале температур

$$0 - T_{T1}^{ad}$$

$$\bar{c}_{pT1}^{(ad)} = a_{pT} + b_T T_{T1}^{ad}.$$

Средняя мольная изобарная теплоемкость газа в процессе адиабатного расширения в турбине Т1 (в интервале температур $T_T - T_{T1}^{ad}$)

$$\bar{c}_p''(T-T_1) = \frac{\bar{c}_p'' T_T - \bar{c}_p''^{(ad)} T_{T1}^{ad}}{T_T - T_{T1}^{ad}}.$$

Адиабатный теплоперепад в Т1

$$H_{aT1} = \bar{c}_p''(T-T_1) T_T \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{T1}} \right)^{\left(\frac{k_{T1}-1}{k_{T1}} \right)} \right].$$

Относительная мощность Т1

$$\delta_{T1} = H_{aT1} M_T \eta_{iT1} \kappa_1.$$

Действительная температура газа после Т1

$$T_{T1} = T_T - (T_T - T_{T1}^{ad}) \eta_{iT1}.$$

Степень понижения давления в турбине Т2 (см. схему системы наддува)

$$\pi_{T2} = p_{T1} / p_2.$$

Температура газа в конце адиабатного расширения в Т2

$$T_{T2}^{ad} = T_{T1} \left(\frac{1}{\pi_{T2}} \right)^{\left(\frac{k_{T2}-1}{k_{T2}} \right)}.$$

Средняя мольная изобарная теплоемкость газа в интервалах температур $0 - T_{T1}$ и $0 - T_{T2}^{ad}$:

$$\bar{c}_p''_{T1} = a_p T + b_T T_{T1}; \quad \bar{c}_p''_{T2}^{(ad)} = a_p T + b_T T_{T2}^{ad}.$$

Средняя мольная изобарная теплоемкость газа в процессе адиабатного расширения в турбине Т2 (в интервале температур $T_{T1} - T_{T2}^{ad}$)

$$\bar{c}_p''(T_{1-T_2}) = \frac{\bar{c}_p'' T_{T1} - \bar{c}_p''^{(ad)} T_{T2}^{ad}}{T_{T1} - T_{T2}^{ad}}.$$

Адиабатный теплоперепад в Т2

$$H_{aT2} = \bar{c}_p''(T_{1-T_2}) T_{T1} \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{T2}} \right)^{\left(\frac{k_{T2}-1}{k_{T2}} \right)} \right].$$

Действительная температура газа после Т2

$$T_{T2} = T_{T1} - (T_{T1} - T_{T2}^{ad}) \eta_{iT2}.$$

Относительная мощность Т2

$$\delta_{T2} = H_{aT2} M_T \eta_{iT2}.$$

Относительный небаланс работ в турбокомпрессорах (Δ_1 – в ТК1; Δ_2 – в ТК2):

$$\Delta_1 = \delta_{T1} - \delta_{\kappa1}, \quad \Delta_2 = \delta_{T2} - \delta_{\kappa2} \text{ – для систем наддува с } iT < 2;$$

$$\Delta_1 = \delta_{T2} - \delta_{\kappa1}, \quad \Delta_2 = \delta_{T1} - \delta_{\kappa2} \text{ – для систем наддува с } iT = 2.$$

ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Механический КПД турбопоршневого двигателя:

$\eta_M = \eta_M^\partial + \Delta_1 + \Delta_2$ – для систем наддува с механической связью между Д и ТК (схемы 1 – 4, табл. 2.1, рис. 2.1);

$\eta_M = \eta_M^\partial + \Delta_1$ – для систем наддува без механической связи между Д и ТК, при $iK = 1; iT = 0$ (схема 5);

$\eta_M = \eta_M^\partial + \Delta_2$ – для систем наддува без механической связи между Д и ТК, при $iK = 2; iT = 1$ (схемы 7 и 8);

$\eta_M = \eta_M^\partial$ – для систем наддува без механической связи между Д и ТК, при $iK = iT$ (схемы 6 и 9).

Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i \eta_M .$$

Эффективная мощность двигателя

$$N_e = 13,09 p_e D^2 S n i z.$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M} .$$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_M .$$

Примечание. Первоначально принятые в исходных данных значения показателей адиабаты k_{T1} и k_{T2} в ходе расчета уточняются с использованием приближенных формул:

$$k_{T1} = \frac{\bar{c}_p''(T-T1)}{\bar{c}_p''(T-T1) - 8,314}; \quad k_{T2} = \frac{\bar{c}_p''(T1-T2)}{\bar{c}_p''(T1-T2) - 8,314} .$$

Включение в эти формулы средних теплоемкостей вместо истинных не вносит в расчет существенных погрешностей. Интервал изменения температуры газа в турбине достаточно мал, и поэтому средняя теплоемкость газа в указанном интервале по значению близка к истинной теплоемкости.

3.2. Алгоритм расчета для топлива с заданной теплотой сгорания

В модификации DVS 2.1 программы расчета рабочего цикла ДВС предусмотрена возможность учета наряду с топливом с низшей теплотой сгорания $Q_h = 42290$ кДж/кг также топлив с иными значениями Q_h , в частности, с теплотой $Q_h = 42700$ кДж/кг, соответствующей нормативу ISO. При этом в расчете некоторых величин (L_0, β_0 , постоянных уравнения \bar{c}_v'') возникает некоторое несоответствие между введенным Q_h и вышеуказанным ученым в программе составом «среднего» топлива (см. 3.1). Однако

при решении большинства встречающихся в практике задач отмеченное несоответствие существенного значения не имеет. Работа с модификацией DVS 2.1 отличается от работы с программой DVS только необходимостью введения дополнительного исходного данного – значения Q_h .

3.3. Алгоритм расчета для топлива с заданным элементарным составом

Программа DVS 2.2 предназначена для расчета рабочего цикла ДВС, в котором используется топливо, отличное по составу химических элементов от топлива среднего состава, указанного выше (см. 3.2). Как правило, массовые доли углерода, водорода, кислорода, серы и воды в топливе принимают в пределах, соответственно: $c = 0,85 - 0,78$; $h = 0,12 - 0,13$; $o = 0,002 - 0,010$; $s = 0,001 - 0,035$; $w = 0,00 - 0,02$. Заметим, что при любом составе топлива сумма всех относительных масс должна быть равна единице.

Низшая теплота сгорания Q_h , кДж/кг углеводородного топлива рассчитывается программой по известной формуле Д.И. Менделеева

$$Q_h = 33910 c + 102800 h - 10900(o - s) - 2512 w.$$

Модификация DVS 2.2 по сравнению с программой DVS содержит дополнительные исходные данные – указанные выше массовые доли компонентов топлива.

3.4. Алгоритм расчета с возможностью корректировки показателя политропы сжатия

В программе DVS 2.11 в дополнение к версии DVS 2.1 предусмотрено введение поправки Δn_1 на отклонение показателя политропы сжатия n_1 от значения, рассчитанного программой DVS по вышеизложенному алгоритму (см. 3.1).

Указанная поправка может иметь как положительное, так и отрицательное значение. При расчете рабочего цикла ДВС, обладающего в процессе сжатия явно увеличенной интенсивностью теплоотвода от рабочего тела, принимают отрицательную поправку. Для двигателей с ограниченным теплоотводом (для двигателей с воздушным охлаждением, для так называемых «адиабатных» или «керамических» двигателей) может быть принято положительное значение Δn_1 .

Заметим, что рассматриваемая поправка может служить «настроечной» величиной при описанной выше (см. раздел 1) идентификации параметров математической модели рабочего цикла.

4. ОПИСАНИЕ ПРОГРАММЫ РАСЧЕТА

4.1. Общие сведения

В настоящем учебном пособии рассмотрены следующие версии программы расчета рабочего цикла ДВС, которые различаются составом входных и выходных данных:

DVS – традиционная программа [1, 2], в которой учтено только одно топливо – топливо среднего состава с низшей теплотой сгорания $Q_h = 42290 \text{ кДж/кг}$;

DVS 2.1 – программа, в которой в исходных данных предусмотрено задание произвольного значения Q_h ;

DVS 2.2 – программа, в которой предусмотрено задание элементарного состава топлива (углерода, водорода, кислорода, серы и воды) с вычислением ряда постоянных величин, включая Q_h ;

DVS 2.11 – программа, в которой предусмотрено задание корректировки среднего показателя политропы сжатия n_1 .

4.2. Возможности программы

Для случая неуверенного или неудачного выбора исходных данных расчета в программе обеспечены автоматическая проверка и корректировка некоторых из них. Рассмотрим содержание этих корректировок и особенности работы программы.

4.2.1. Корректировка давления наддува

С целью получения заданной мощности двигателя N_e по желанию расчетчика программа может скорректировать в исходных данных значение давления наддува p_k .

Можно задать и другой вариант работы программы, при котором p_k остается неизменным, первоначально заданным, а рассчитывается N_e , соответствующая заданному давлению наддува.

4.2.2. Ограничение максимального давления цикла

В исходных данных расчета наряду со степенью повышения давления λ (см. рис. 3.1) указывают предельно допустимое давление сгорания $p_{z\ max}$. Если в ходе расчета оказывается, что при заданном λ максимальное давление сгорания p_z больше $p_{z\ max}$, то автоматически принимается $p_z = p_{z\ max}$, рассчитывается и выводится на печать скорректированное (уменьшенное) значение λ .

4.2.3. Уточнение температуры остаточных газов в цилиндре

В ходе расчета автоматически исправляется принятая в исходных данных температура остаточных газов T_r . Путем последовательных приближений она приравнивается к температуре T_r газов, истекающих из цилиндра.

4.2.4. Приведение исходных данных в соответствие со схемой системы наддува

Программа исправляет некоторые ошибочно принятые исходные данные, если они не соответствуют заданной схеме системы наддува (см. рис. 2.1 и 2.2). Примеры автоматически обеспечиваемых равенств приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Схема системы наддува	Автоматически обеспечиваемое равенство
$iK = 1; iBO = 0$	$T_k = T_{k1} = T'_k$
$iK = 1; iBO = 1$	$T_{k1} = T_k$
$iK = 2; iBO = 1$	$T_k = T_{k2}$
$iT = 0$	$p_T / p_k = p_2 / p_k$
$iT = 1$	$T_{T1} = T_2$

Если при схеме системы наддува $iT = 2$ автоматически корректируется p_k (с целью обеспечения заданной N_e), то одновременно автоматически исправляется и давление газа после Т1 по зависимости

$$p_{T1} = p'_{T1} \sqrt{\frac{N_e}{N'_e}},$$

где N'_e – эффективная мощность двигателя, соответствующая первоначально заданному значению давления наддува p'_k .

4.2.5. Обеспечение баланса работ в турбокомпрессоре

При необходимости обеспечения равенства работы турбины ТК работе, затрачиваемой на привод компрессора (например в системе наддува со

свободным ТК), может быть задана автоматическая балансировка указанных работ.

Программа не рассчитана на безусловное обеспечение равенства работ в ТК при любых исходных данных. Она позволяет либо получить нулевой небаланс, либо уменьшить значение небаланса путем изменения некоторых исходных данных лишь в относительно узком диапазоне.

В табл. 4.2 приведены варьируемые при балансировке исходные данные, а также пределы их автоматического варьирования.

Указанные в таблице пределы означают, что, например, принятая в исходных данных величина η_{a_k} при автоматической балансировке изменяется в пределах $\eta_{a_k} \pm 0,03$, но при этом не может быть значений менее 0,72 и более 0,86.

В случае двухступенчатого наддува со свободным ТК сначала осуществляется балансировка первой ступени наддува (К1 – Т2). При этом возможно изменение всех величин, указанных в таблице. Балансировка второй ступени наддува (К2 – Т1) в данном случае возможна путем варьирования только двух величин – η_{a_k} и η_{iT1} .

Если в исходных данных правильно выбраны распределение степени повышения давления между двумя компрессорами и распределение перепада давления между турбинами наддувочного агрегата, то при автоматическом обеспечении равенства работ в ТК первой ступени наддува, как правило, обеспечивается равенство работ и в ТК второй ступени.

В том случае когда расчетчика не устраивает уровень значений тех или иных варьируемых величин, указанных в таблице, рекомендуется отказаться от режима автоматической балансировки работ в турбокомпрессоре. Для этого следует условно назначить схему системы наддува с механической связью между Д и ТК и, многократно повторив

расчет по программе, добиться указанного баланса при произвольных значениях варьируемых величин.

Таблица 4.2

Наименование величины	Условное обозначение	Пределы варьирования	Минимальное значение	Максимальное значение	Примечание
1. Адиабатный КПД компрессора	$\eta_{a\kappa}$	$\pm 0,03$	0,72	0,86	
2. Внутренний КПД газовой турбины	η_{iT}	$\pm 0,03$	0,73	0,86	
3. Относительное давление перед турбиной	p_T / p_κ	$\pm 0,02$	0,88 0,80	0,94 0,92	ЧН ДН
4. Коэффициент продувки	φ_a	$\pm 0,10$	1,00 1,25	1,40 1,80	ЧН ДН
5. Показатель политропы расширения газа при истечении из цилиндра	n_T	$\pm 0,02$	1,30	1,36	

4.2.6. Уточнение показателей адиабат

Автоматическое уточнение выбранных значений показателей адиабат расширения газа в турбинах k_{T1} и k_{T2} осуществляется по формулам:

$$k_{T1} = \frac{\bar{c}_p''(T-T_1)}{\bar{c}_p''(T-T_1) - 8,314}; \quad (4.1)$$

$$k_{T2} = \frac{\bar{c}_p''(T_1-T_2)}{\bar{c}_p''(T_1-T_2) - 8,314}$$

из раздела 3 путем последовательных приближений.

Рассмотрим последовательность расчета на примере уточнения k_{T1} :

а) с использованием первоначально принятого в исходных данных значения k_{T1} рассчитывается температура T_{T1}^{ad} в конце адиабатного расширения газа в Т1 по формуле раздела 3

$$T_{T1}^{ad} = T_T \left(\frac{1}{\pi_{T1}} \right)^{\left(\frac{k_{T1}-1}{k_{T1}} \right)};$$

б) в первом приближении вычисляются значения теплоемкостей газа $\bar{c}_{pT1}^{(ad)}$ и $\bar{c}_{p(T1-T2)}''$, а также адиабатный теплоперепад H_{aT1} в турбине по формулам раздела 3:

$$\bar{c}_{pT1}^{(ad)} = a_{pT} + b_T T_{T1}^{ad}; \quad \bar{c}_{p(T1-T2)}'' = \frac{\bar{c}_{pT1}'' T_{T1} - \bar{c}_{pT2}'' T_{T2}^{ad}}{T_{T1} - T_{T2}^{ad}};$$

$$H_{aT1} = \bar{c}_{p(T-T1)}'' T_T \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{T1}} \right)^{\left(\frac{k_{T1}-1}{k_{T1}} \right)} \right];$$

в) уточняется показатель адиабаты k_{T1} по формуле (4.1);
г) повторяется расчет по пп. а) и б) с использованием уточненного значения k_{T1} до получения H_{aT1} следующего приближения.

Описанный цикл расчета повторяется до тех пор, пока разность между полученными значением H_{aT1} и значением H_{aT1} предыдущего приближения не будет менее заданной в программе малой величины.

5. ПОДГОТОВКА И ВВОД В ПРОГРАММУ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ РАСЧЕТА

5.1. Список исходных данных

Вводимые в программу величины в табл. 5.1 перечислены в порядке их размещения в окне ввода данных на экране компьютера.

Таблица 5.1

№ пункта	Наименование величины	Размерность	Обозначение
1	Эффективная мощность двигателя	кВт	N_e
2	Частота вращения коленчатого вала	мин ⁻¹	n
3	Диаметр цилиндра	м	D
4	Ход поршня	м	S
5	Коэффициент тактности	—	z
6	Число цилиндров	—	i
7	Давление наддува (продувки)	МПа	p_k
8	Температура воздуха перед цилиндром	К	T_k
9	Давление окружающей среды	МПа	p_0
10	Температура окружающей среды	К	T_0
11	Давление газа в выпускном трубопроводе после турбины (при двухступенчатом расширении газа – после Т2) или после цилиндров Д в схеме с механическим наддувом	МПа	p_2
12	Доля хода поршня, потерянная на продувку	—	Ψ_P
13	Коэффициент избытка воздуха для сгорания	—	α
14	Температура воздуха после воздухоохладителя первой ступени	—	T_{k1}
15	Коэффициент продувки	—	Φ_a

Продолжение табл. 5.1

№ пункта	Наименование величины	Размерность	Обозначение
16	Степень сжатия	—	ε
17	Степень повышения давления при сгорании	—	λ
18	Предельно допустимое давление сгорания	МПа	$p_z \text{ max}$
19	Коэффициент остаточных газов	—	γ_r
20	Температура остаточных газов	К	T_r
21	Сопротивление на входе в компрессор первой ступени	МПа	Δp_0
22	Подогрев заряда от стенок цилиндра	К	ΔT_a
23	Сопротивление воздухоохладителя первой ступени	МПа	Δp_{BO1}
24	Сопротивление воздухоохладителя второй ступени	МПа	Δp_{BO2}
25	Коэффициент использования теплоты в точке «z» цикла	—	ξ_z
26	Коэффициент использования теплоты в конце сгорания	—	ξ
27	Отношение давления в начале сжатия к давлению наддува	—	p_a / p_k
28	Отношение давления перед турбиной высокого давления (T1) к давлению наддува	—	p_T / p_k
29	Коэффициент импульсности потока газов	—	κ_1
30	Коэффициент полноты индикаторной диаграммы	—	ζ
31	Степень повышения давления в компрессоре второй ступени (K2)	—	π_{k2}
32	Адиабатный КПД компрессора первой ступени (K1)	—	η_{ak1}
33	Адиабатный КПД компрессора второй ступени (K2)	—	η_{ak2}

Окончание табл. 5.1

№ пункта	Наименование величины	Размерность	Обозначение
34	Механический КПД К1	—	η_{mk1}
35	Механический КПД К2	—	η_{mk2}
36	Механический КПД собственно двигателя	—	η_m^∂
37	Давление после турбины высокого давления (Т1) или перед турбиной низкого давления (Т2)	МПа	p_{T1}
38	Внутренний КПД Т1	—	η_{iT1}
39	Внутренний КПД Т2	—	η_{iT2}
40	Показатель адиабаты газов в Т1	—	k_{T1}
41	Показатель адиабаты газов в Т2	—	k_{T2}
42	Показатель политропы расширения газов при истечении из цилиндра	—	n_G
43	Низшая теплота сгорания топлива*	кДж/кг	Q_n

*Величина, используемая в версиях программы DVS 2.1 и DVS 2.11

5.2. Указания к выбору исходных данных

От качества выбора исходных данных в значительной мере зависит достоверность результата расчета рабочего цикла ДВС. При выборе следует руководствоваться двумя важными принципами.

Во-первых, исходные данные должны соответствовать классу, конструктивному типу и размерам исследуемого двигателя. Для этого необходимо провести первый этап расчета с целью идентификации параметров используемой математической модели. При идентификации подбирают такое сочетание исходных данных, в частности, значений некоторых «настроек» величин, при котором получаются известные по прототипу результаты расчета.

Во-вторых, на следующем этапе при расчете цикла нового двигателя вносимые в исходные данные изменения должны соответствовать решаемой задаче.

Реализация отмеченных принципов позволит получить важнейшее качество исходных данных – их обоснованность и, как следствие, требуемый уровень достоверности результатов расчета.

При любых типах решаемой задачи (см. раздел 1) все указанные в табл. 5.1 величины должны быть обязательно введены в программу. Если какая-либо из этих величин определяется в результате предстоящего расчета, то в исходных данных она должна быть оценена приближенно. Например, при решении задачи первого типа приближенно оценивают p_k , при решении задачи второго – N_e , задачи третьего типа – D и S .

При выборе исходных данных можно пользоваться методическими указаниями [3], конспектом лекций, современными учебниками, справочниками и паспортными данными конкретных двигателей. Ниже приведены некоторые рекомендации к выбору. Заметим, что в этих рекомендациях даны главным образом пределы изменения величин для основных типов и классов существующих дизелей. Значение той или иной величины в указанных пределах (либо в особых случаях вне этих пределов) студент должен выбрать самостоятельно, учитывая особенности проектируемого двигателя.

Рассмотрим рекомендации к выбору исходных данных в порядке, заданном таблицей 5.1, а также окном ввода данных на экране компьютера.

П. 5. Коэффициент тактности z . Для двухтактных двигателей (Д) принимают $z=1,0$, для четырехтактных – $z=0,5$.

П. 6. Число цилиндров i либо известно по условию решаемой задачи, либо выбирается расчетчиком в соответствии с принятым решением об уровне давления наддува p_k (см. п. 7).

П. 7. Давление наддува p_k , МПа. Следует иметь в виду, что p_k – главный фактор, определяющий уровень форсировки рабочего процесса по среднему эффективному давлению p_e .

При приближенной оценке p_k (при решении задач упомянутого выше первого типа) можно воспользоваться соотношениями:

для четырехтактных Д с наддувом (ЧН) $p_k = (0,15 \dots 0,20) p_e$;

для двухтактных Д с наддувом (ДН) $p_k = (0,18 \dots 0,25) p_e$,

где среднее эффективное давление, МПа

$$p_e = \frac{N_e}{13,09 D^2 S n i z}. \quad (5.1)$$

Размерности входящих в формулу величин см. в табл. 5.1.

Из приведенных соотношений и формулы следует, что при заданной N_e на уровень p_k влияет назначенное число цилиндров i . Кроме того, выбор p_k рекомендуется согласовать с выбором α (см. п. 13).

П. 8 и 14. Температуру воздуха перед цилиндром T_k (или температуру воздуха T_{k1} после воздухоохладителя первой ступени – ВО1) для судовых дизелей, как правило, принимают

$$T_k = T_{k1} = 315 \dots 320 \text{ К.}$$

Указанный здесь нижний предел температур (42–47 °C) обусловлен необходимостью получения достаточного перепада температур между охлаждаемым наддувочным воздухом и охлаждающей водой.

В тепловозных, промышленных и в автотракторных Д, в которых в системе наддува в качестве охлаждающей среды применяют воздух, обычно $T_k = T_{k1} = 340 \dots 360 \text{ К.}$

В любом случае при выборе T_k и T_{k1} целесообразно использовать сведения об охладителях наддувочного воздуха конкретных двигателей.

П. 9 и 10. Давление p_0 **и температуру** T_0 **окружающей среды** обычно принимают «стандартными»:

$$p_0 = 0,1 \text{ МПа};$$

$$T_0 = 300 \text{ К}.$$

В особых случаях могут быть приняты иные значения p_0 и T_0 .

П. 11. Давление газа в выпускном трубопроводе p_2 после турбин ТК или после цилиндров дизеля с механическим наддувом зависит от противодавления выпуску (обычно это давление p_0) и газодинамического сопротивления выпускной системы $\Delta p_G = 0,001...0,007 \text{ МПа}$. Поэтому значение p_2 можно принимать в диапазоне

$$p_2 = p_0 + \Delta p_G = 0,101...0,107 \text{ МПа}. \quad (5.2)$$

Большие значения указанного диапазона относятся к четырехтактным дизелям (в особенности к автотракторным), оснащенным глушителями, фильтрами и нейтрализаторами токсичных компонентов отработавших газов. Рекомендуется по возможности уточнить Δp_G по данным о конкретной выпускной системе.

П. 12. Доля хода поршня, потерянная на продувку ψ_Π , определяется по моменту закрытия окон в начале хода сжатия:

ЧД и ЧН	$\psi_\Pi = 0;$
ДН с прямоточно-клапанной продувкой	$\psi_\Pi = 0,06...0,13;$
ДН с прямоточно-щелевой продувкой	$\psi_\Pi = 0,12...0,16;$
ДН с контурной продувкой	$\psi_\Pi = 0,16...0,25.$

Для существующего двигателя ψ_Π может быть определена как отношение высоты окон к ходу поршня или к двойному радиусу кривошипа.

П. 13. Коэффициент избытка воздуха для сгорания α можно задавать в следующих пределах:

МОД	$\alpha = 2,1...2,6;$
СОД	$\alpha = 1,9...2,4;$
ПОД	$\alpha = 1,8...2,2;$
ВОД	$\alpha = 1,6...2,0;$

АТД с разделенными и полуразделенными КС $\alpha = 1,3 \dots 1,8$.

В целях сокращения числа вариантов расчета выбранные значения α и p_k (см. п. 7) можно увязать с ожидаемыми значениями среднего эффективного давления p_e , МПа и удельного эффективного расхода топлива g_e , кг/кВт·ч по формуле

$$\alpha = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{433(p_a/p_k)p_k(1 - \psi_{\Pi})}{p_e g_e L_0(T_k + \Delta T_a + \gamma_r T_r)}, \quad (5.3)$$

где L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг/кмоль; p_a/p_k – отношение давления в начале сжатия к давлению наддува (см. п. 27).

П. 14. (См. п.8.)

П. 15. Коэффициент продувки φ_a оценивают по опытным данным:

ЧН $\varphi_a = 1,05 \dots 1,25$;

ЧД и ЧН при $p_k < p_T$ $\varphi_a = 1,00$;

ДД и ДН с прямоточными продувками $\varphi_a = 1,15 \dots 1,35$;

ДД и ДН с контурными продувками $\varphi_a = 1,40 \dots 1,60$.

П. 16. Действительная степень сжатия ε обычно составляет:

МОД и СОД $\varepsilon = 13 \dots 15$;

ПОД и ВОД при $p_k > 0,25$ Па $\varepsilon = 12 \dots 14$;

АТД с неразделенными КС $\varepsilon = 16 \dots 18$;

АТД с разделенными и полуразделенными КС $\varepsilon = 20 \dots 24$
и выше

П. 17. Степень повышения давления при сгорании λ , как правило, находится в следующих пределах:

МОД $\lambda = 1,10 \dots 1,25$;

СОД $\lambda = 1,20 \dots 1,35$;

ПОД и ВОД $\lambda = 1,40 \dots 1,70$;

АТД с неразделенными КС $\lambda = 1,40 \dots 1,80$;

АТД с разделенными и полуразделенными КС $\lambda = 1,30 \dots 1,45$.

В особых случаях значения λ могут выходить из указанных пределов.

Дополнительные указания к выбору λ см. ниже в п. 18.

П. 18. Предельно допустимое давление сгорания $p_{z \max}$, МПа и степень повышения давления λ (см. рис. 3.1) выбирают, исходя из следующих соображений.

Если в результате расчета необходимо получить вполне определенное значение максимального давления сгорания p_z , то задают $p_{z \max} = p_z$, а λ принимают заведомо завышенным. В этом случае программа автоматически исправляет λ , обеспечивая равенство p_z заданному $p_{z \max}$.

Если же в результате расчета требуется иметь вполне определенное значение λ , то задают заведомо завышенное $p_{z \max}$. Тогда последнее фактически не является ограничением и в результате расчета получается p_z , соответствующее заданному λ .

Внимание! Следует различать фактическое максимальное давление p_z и предельно допустимое давление сгорания $p_{z \max}$.

П. 19. Коэффициент остаточных газов γ_r в значительной мере зависит от типа Д, системы его наддува и условий работы:

ЧД (без наддува) $\gamma_r = 0,04 \dots 0,08$;

ЧН (при обычных условиях работы дизеля) $\gamma_r = 0,03 \dots 0,05$;

ЧН (при $p_T / p_k \geq 1,0$) γ_r может быть до 0,13;

ДН с контурной продувкой $\gamma_r = 0,15 \dots 0,25$;

ДН с прямоточной продувкой $\gamma_r = 0,04 \dots 0,12$.*

* **Примечание:** меньшие значения γ_r имеют место в МОД, а большие – в ПОД и ВОД.

П. 20. Температуру остаточных газов T_r в первом приближении можно принять равной $T_r = 650 \dots 900$ К, причем большие значения следует отнести к Ч и ЧН. Для ДН, как правило, принимают $T_r \leq 800$ К.

В ходе расчета T_r автоматически уточняется.

П.21. Сопротивление на входе в компрессор первой ступени (сопротивление воздушного фильтра) Δp_0 обычно принимают в пределах 0,001 – 0,005 МПа. Меньшие значения диапазона относят к Д крупных размеров.

П. 22. Подогрев заряда от стенок цилиндра ΔT_a , как правило, составляет 5…20 К. Чем выше T_k , больше размеры цилиндра, тем меньше ΔT_a . Наибольшие значения ΔT_a – в Д без наддува, а в Д с наддувом обычно $\Delta T_a = 5 \dots 15$ К.

П. 23 и 24. Сопротивления воздухоохладителей первой (Δp_{BO1}) и второй (Δp_{BO2}) ступеней обычно принимают в пределах 0,001 – 0,006 МПа. Сопротивление в значительной мере зависит от размеров воздухоохладителя.

Для схем наддува с двумя воздухоохладителями (см. схемы 3, 4 на рис. 2.1 и схемы 8, 9 на рис. 2.2) сопротивления последних задают таким образом, чтобы суммарное относительное снижение давления в ВО1 и ВО2 σ_{BO} составляло:

$$\sigma_{BO} = \frac{p_{k1}}{p'_k} \frac{p_k}{p_{k2}} = 0,94 \dots 0,99.$$

П. 25 и 26. Коэффициенты использования теплоты в точке « z » цикла (ξ_z) и в конце сгорания (ξ) для большинства существующих двигателей могут быть приняты в соответствии со следующими рекомендациями:

МОД и СОД $\xi_z = 0,85 \dots 0,95$; $\xi = 0,90 \dots 0,98$;

ПОД и ВОД $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$; $\xi = 0,82 \dots 0,93$;

$$\text{АТД} \dots \xi_z = 0,6 \dots 0,75; \quad \xi = 0,75 \dots 0,87.$$

При расчете современных высокоэкономичных Д рекомендуется принимать значения коэффициентов, близкие к верхним пределам. В отдельных случаях надлежащая увязка теплового расчета с опытными данными достигается при значениях коэффициентов, выходящих за указанные пределы.

П. 27. Отношение давления в начале сжатия к давлению наддува

$$p_a / p_k :$$

$$\text{ЧН} \dots \frac{p_a}{p_k} = 0,92 \dots 1,00;$$

$$\text{ДН с контурной продувкой} \dots \frac{p_a}{p_k} = 0,90 \dots 0,96;$$

$$\text{ДН с прямоточной продувкой} \dots \frac{p_a}{p_k} = 0,95 \dots 1,05.$$

П. 28. Отношение давления перед турбиной высокого давления (Т1) к давлению наддува $\frac{p_T}{p_k}$:

$$\text{ЧН} \dots \frac{p_T}{p_k} = 0,85 \dots 0,94;$$

$$\text{ДН} \dots \frac{p_T}{p_k} = 0,82 \dots 0,92.$$

При $iT = 0$ (то есть при отсутствии турбины в составе системы наддува)

$$\frac{p_T}{p_k} = \frac{p_2}{p_k}.$$

П.29. Коэффициент импульсности потока газов κ_1 .

В двигателях с постоянным давлением газов перед турбиной Т1(то есть $p_{\partial} = \text{const}$) $\kappa_1 = 1,0$. В случае использования импульсной турбины $\kappa_1 = 1,05 \dots 1,15$. Большие значения указанного диапазона относятся к двухтактным двигателям.

П. 30. Коэффициент полноты индикаторной диаграммы ζ :

ЧН	$\zeta = 0,96 \dots 0,98;$
ДН с контурной продувкой	$\zeta = 0,98 \dots 1,00;$
ДН с прямоточной продувкой	$\zeta = 0,96 \dots 0,98;$
Д с разделенными камерами сгорания	$\zeta = 0,92 \dots 0,96.$

П. 31. Степень повышения давления в компрессоре второй ступени (К2) $\pi_{\kappa 2}$.

При одноступенчатом наддуве (см. схемы 1 и 2 на рис. 2.1) принимают $\pi_{\kappa 2} = 1,0$, при комбинированном наддуве, содержащем приводной компрессор (см. схемы 2,3 на рис. 2.1 и схемы 7, 8 на рис. 2.2), обычно $\pi_{\kappa 2} = 1,05 \dots 1,20$.

При двухступенчатом наддуве (см. схемы 4 и 9) в первом приближении принимают $\pi_{\kappa 1} \approx \pi_{\kappa 2}$, то есть

$$\pi_{\kappa 2} \approx \sqrt{\frac{p_{\kappa}}{\sigma_{BO}(p_0 - \Delta p_0)}}, \quad (5.4)$$

где σ_{BO} – суммарное относительное снижение давления в ВО1 и ВО2 (см. п. 23 и 24).

П. 32 и 33. Адиабатный КПД компрессоров первой (К1) $\eta_{a\kappa 1}$ и второй ступеней (К2) $\eta_{a\kappa 2}$ принимают в зависимости от типа и производительности (размера) компрессора:

для центробежных К	$\eta_{a\kappa} = 0,72 \dots 0,86^*$;
для поршневых К	$\eta_{a\kappa} = 0,72 \dots 0,85$;
для роторно-лопастных К	$\eta_{a\kappa} = 0,65 \dots 0,80$.

При отсутствии того или иного К в системе наддува его КПД принимают $\eta_{a\kappa} = 1,0$.

* **Примечание:** меньшие значения $\eta_{a\kappa}$ принимают для центробежных К с безлопаточным диффузором и малым диаметром рабочего колеса.

П. 34 и 35. Механический КПД компрессоров первой (К1) η_{mk1} и второй ступеней (К2) η_{mk2} :

для К в составе ТК $\eta_{mk} = 0,96 \dots 0,98$;

для приводного центробежного или лопастного К $\eta_{mk} = 0,85 \dots 0,94$.

П. 36. Механический КПД собственно двигателя η_m^d :

МОД $\eta_m^d = 0,92 \dots 0,95$;

СОД $\eta_m^d = 0,88 \dots 0,92$;

ПОД $\eta_m^d = 0,82 \dots 0,87$;

ВОД $\eta_m^d = 0,75 \dots 0,82$;

АТД $\eta_m^d = 0,72 \dots 0,82$.

Для АТД значение η_m^d можно уточнить по формуле указаний [4]:

$$\eta_i^d = 1 - \left(\frac{p_i}{p_m} \right),$$

где p_m – среднее давление механических потерь, МПа, которое определяется по эмпирическим формулам: $p_m = 0,105 + 0,012 c_m$ – для Д с неразделенными КС; $p_m = 0,105 + 0,0138 c_m$ – для Д с разделенными и полуразделенными КС; $c_m = S \cdot n / 30$, м/с² – средняя скорость поршня.

П. 37. Давление p_{T1} после турбины высокого давления (Т1) или перед турбиной низкого давления (Т2), МПа.

В схемах с $iT=1$ (см. схемы 1–3 на рис. 2.1 и схемы 6–8 на рис. 2.2) $p_{T1} = p_2$. Для схем с $iT=2$ (см. схемы 4 и 9) давление между турбинами p_{T1} в первом приближении принимают из условия равенства степеней расширения газов в турбинах:

$$\pi_{T1} = \frac{p_T}{p_{T1}} \approx \pi_{T2} = \frac{p_{T1}}{p_2}.$$

Основываясь на этом равенстве, вычисляют:

$$p_{T1} = p_2 \sqrt{\left(\frac{p_T}{p_k} \right) \frac{p_k}{p_2}},$$

где $\frac{p_T}{p_k}$ см. п. 28.

В случае необходимости, в частности при обеспечении баланса работ в турбокомпрессорах, p_{T1} можно корректировать.

П. 38 и 39. Внутренний КПД турбины высокого давления (Т1) η_{iT1} и низкого давления (Т2) η_{iT2} .

При наличии в системе наддува турбин их внутренний КПД принимают в диапазоне 0,75 – 0,86. Причем большие значения КПД имеют, как правило, турбины мощных дизелей, в особенности турбины, работающие при постоянном давлении поступающих в них газов.

В случае отсутствия турбины ее КПД принимают $\eta_{iT} = 1,0$.

П. 40 и 41. Показатели адиабаты газов в турбинах k_{T1} и k_{T2} при любых системах наддува в первом приближении принимают в пределах 1,30–1,36. В программе предусмотрено автоматическое уточнение этих значений (см. п. 4.2.6).

П. 42. Показатель политропы расширения газов при истечении из цилиндра n_G принимают в пределах 1,30–1,36. Чем больше α , ниже температуры, тем большее значение n_G следует принимать.

П. 43. Низшая теплота сгорания топлива Q_h , кДж/кг используется в составе исходных данных только в версиях DVS 2.1 и DVS 2.11 программы. В расчетах для топлива среднего состава, соответствующего нормативу ISO, принимают $Q_h = 42700$ кДж/кг.

В других версиях Q_h либо учтена в виде константы (версия DVS), либо рассчитывается программой в зависимости от состава химических элементов топлива (версия DVS 2.2).

5.3. Ввод исходных данных в программу

5.3.1. Работа с меню программы

Вызов программы осуществляется с помощью запуска на выполнение файла DVS.exe. Проще всего это сделать двойным щелчком мыши по пиктограмме Windows-приложения, расположенной на рабочем столе Windows.

С открывшимся диалоговым окном программы, которое показано на рис. 5.1, можно выполнять все стандартные операции: изменять его размеры, «перетаскивать» по полю рабочего стола, разворачивать до размера экрана компьютера и т.п.

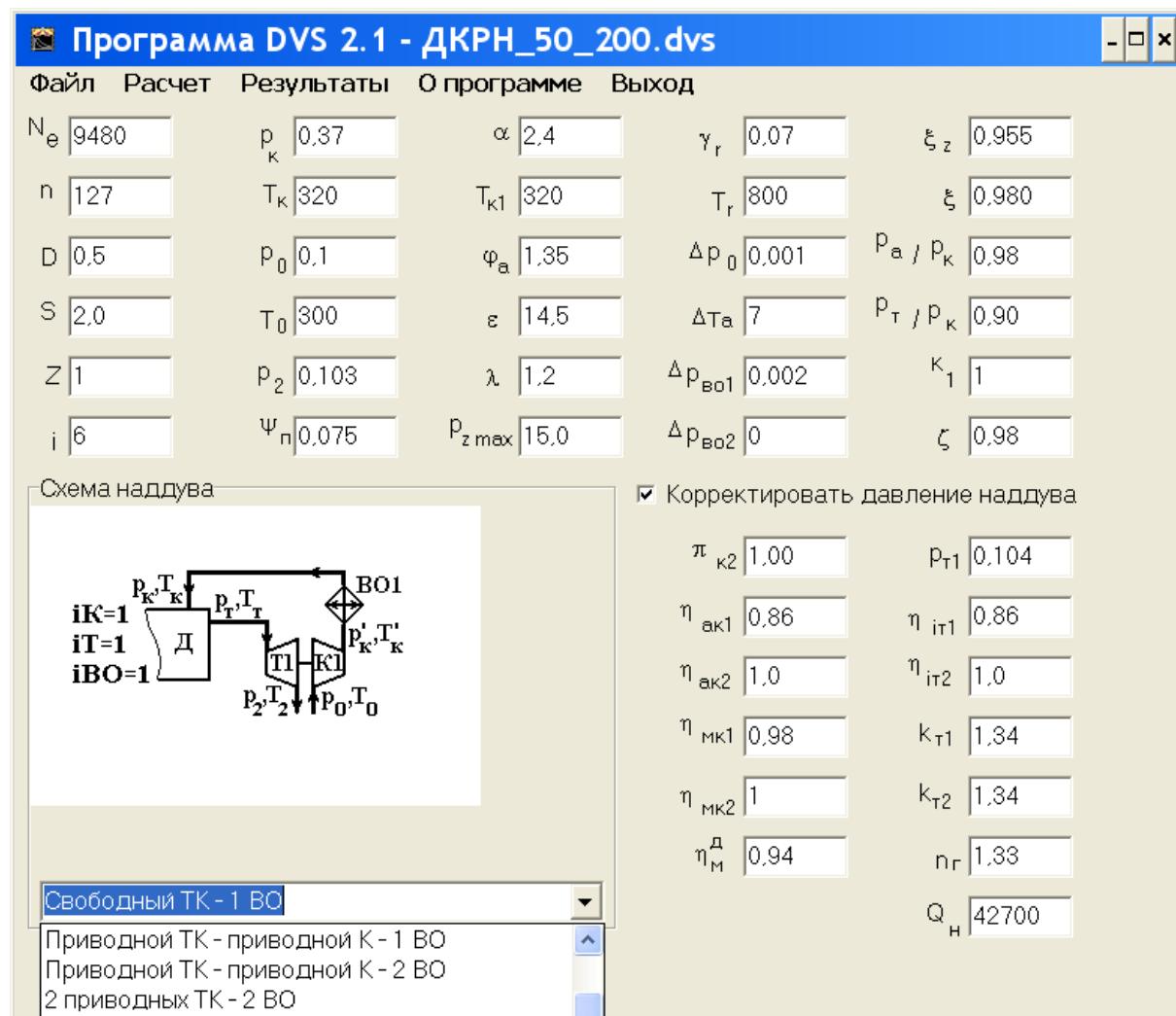


Рис. 5.1. Окно программы DVS 2.1

В первой строке окна указаны название программы и имя файла, содержащего исходные данные текущего варианта расчета. Вторая строка представляет собой главное меню. В ней пять элементов: «**Файл**», «**Расчет**», «**Результаты**», «**О программе**» и «**Выход**».

Элементы «**Файл**» и «**Результаты**» являются именами соответствующих операционных меню. Остальные элементы по существу являются директивами. Активизировать элементы и директивы главного и операционных меню можно обычными способами – как с помощью мыши, так и с помощью клавиатуры нажатием клавиши «F10».

Войдя в меню «**Файл**», можно получить доступ к директивам «**Создать**», «**Открыть**» и «**Сохранить**».

Директива «**Создать**» активизируется автоматически при открытии главного окна программы. Это означает, что окно программы готово для ввода исходных данных. Если выполняется серия расчетов (при наличии в окне исходных данных предыдущего варианта расчета), то для ввода нового набора данных директиву «Создать» следует вызвать принудительно. В этом случае в открывшемся диалоговом окне необходимо ответить на вопрос: «Сохранить данные и результаты?». (Разумеется, вопрос относится к предыдущему варианту расчета). Данные и результаты или только данные сохраняются в файле с расширением **.dvs**.

На практике очередной вариант расчета по значениям исходных данных, как правило, мало отличается от предыдущего варианта. Поэтому во избежание случайных ошибок ввода данных целесообразно не создавать новый набор данных «с нуля», а корректировать набор предыдущего варианта и при необходимости сохранить новый набор в файле с оригинальным именем.

При вызове директивы «**Открыть**» на экране открывается диалоговое окно. Это окно является стандартным в среде Windows диалоговым окном,

которое позволяет осуществить поиск и открытие нужного файла, имеющего расширение **.dvs**.

Директива «**Сохранить**» вызывает стандартное диалоговое окно, с помощью которого можно записать в файл с расширением **.dvs** введенные исходные данные или исходные данные и результаты расчета.

Выделение левой кнопкой мыши элемента основного меню «**Расчет**» вызывает выполнение программы, после чего на экране появляется диалоговое окно с указанием «Расчет выполнен, нажмите OK для просмотра результатов».

Операционное меню «**Результаты**» содержит директивы «**Показать**», «**Спрятать**», «**Печатать**» и «**Экспорт**».

Директива «**Показать**», означающая «показать окно результатов расчета», активизируется автоматически при входе в меню «Результаты». Она также может быть активизирована принудительно, если этому предшествовали либо закрытие окна с результатами расчета, либо команда «**Спрятать**». Последняя используется для того, чтобы сделать полностью видимым окно программы. Заметим, что в этом случае вместо задания директивы «Спрятать» можно мышью «растянуть» окна в различные области экрана компьютера либо «свернуть» окно результатов расчета. Кроме того, имеется возможность поочередно открывать окна исходных данных и результатов нажатием клавиши «F10».

Директивы «**Печатать**» и «**Экспорт**» служат для вывода результатов расчета. Вторая предпочтительна. Она позволяет сохранить массив результатов в виде графического файла с расширением **.bmp** или **.jpg** и впоследствии вывести на печать, сформировав страницу документа по усмотрению расчетчика.

При входе в элемент главного меню «**Выход**» появляется диалоговое окно с вопросом: «Сохранить данные и результаты?». При положительном ответе появляется стандартное окно, с помощью которого можно записать

в файл исходные данные и результаты расчета. Итак, сохранение данных и результатов возможно одним из двух способов – либо с помощью директивы «Выход», либо с помощью директивы «Сохранить» в операционном меню «Файл».

5.3.2. Указания к вводу исходных данных

Ввод массива чисел и выбор вариантов расчета осуществляются в диалоговом окне программы (см. рис. 5.1).

Поля для ввода чисел расположены в порядке, определенном рассмотренной выше таблицей (см. табл. 5.1). При совмещении курсора с буквенным обозначением величины появляется текст с наименованием величины и ее размерностью. Совмещая курсор с полем числа, можно получить некоторые рекомендации к выбору значения числа.

Все величины вводят в виде вещественных констант, записанных в форме действительных десятичных чисел **с запятой**, отделяющей целую часть от дробной. В случае нарушения этого правила программа сообщает об ошибке. При этом в поле числа появляется фон красного цвета и выводятся окна с сообщениями «Ошибка в исходных данных» и «Invalid floating point operation». Ответив на указанные сообщения «OK», следует исправить ошибку.

Если значение введенной величины явно выходит за пределы допустимого диапазона, программа предупреждает об этом, окрасив фон числа в желтый цвет. Наличие такого предупреждения не является препятствием для пуска программы на счет.

При необходимости выполнить вариант расчета с корректировкой давления наддува p_k (см. п. 4.2.1) следует щелкнуть левой кнопкой мыши при положении курсора в окне «Корректировать давление наддува» и получить в нем изображение «птички».

Для выбора **варианта схемы системы наддува** служит диалоговое окно в нижнем левом углу окна программы. Щелкнув мышью по кнопке со стрелкой, можно открыть меню и выбрать нужную схему.

6. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

6.1. Общий вид распечатки результатов расчета

Введя исходные данные, вызывают директиву «Расчет». На экране появляется информация: «Расчет выполнен. Нажмите OK для просмотра результатов».

После выполнения команды на экран выводится окно «Результаты расчета», снабженное линейкой прокрутки.

В поле результатов выделены четыре раздела:

- исходные данные;
- скорректированные исходные данные;
- результаты расчета;
- справка.

Пример распечатки окна результатов приведен на рис. 6.1 и 6.2.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ									
$N_e=9480,000$	$p_k=0,370$	$\alpha=2,400$	$\gamma_r=0,070$	$\xi_z=0,955$	$\pi_{k2}=1,000$	$p_{\tau 1}=0,104$			
$n=127,000$	$T_k=320,000$	$T_{k1}=320,000$	$T_r=800,000$	$\xi=0,980$	$\eta_{ak1}=0,860$	$\eta_{\tau 1}=0,860$			
$D=0,500$	$p_0=0,100$	$\Phi_a=1,350$	$\Delta p_0=0,001$	$p_a/p_k=0,980$	$\eta_{ak2}=1,000$	$\eta_{\tau 2}=1,000$			
$S=2,000$	$T_0=300,000$	$\varepsilon=14,500$	$\Delta T_a=7,000$	$p_r/p_k=0,900$	$\eta_{mk1}=0,980$	$k_{\tau 1}=1,340$			
$Z=1$	$p_2=0,103$	$\lambda=1,200$	$\Delta p_{ox1}=0,002$	$\kappa_1=1,000$	$\eta_{mk2}=1,000$	$k_{\tau 2}=1,340$			
$l=6$	$\psi_n=0,075$	$p_{z \max}=15,000$	$\Delta p_{ox2}=0,000$	$\zeta=0,980$	$\eta_m^A=0,940$	$\eta_r=1,330$			
						$Q_H=42700$			
СХЕМА НАДДУВА: Свободный ТК - 1 ВО									
СКОРРЕКТИРОВАННЫЕ ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ									
$N_e=9480,913$	$p_k=0,349$	$\alpha=2,400$	$\gamma_r=0,070$	$\xi_z=0,955$	$\pi_{k2}=1,000$	$p_{\tau 1}=0,103$			
$n=127,000$	$T_k=320,000$	$T_{k1}=320,000$	$T_r=765,115$	$\xi=0,980$	$\eta_{ak1}=0,850$	$\eta_{\tau 1}=0,860$			
$D=0,500$	$p_0=0,100$	$\Phi_a=1,350$	$\Delta p_0=0,001$	$p_a/p_k=0,980$	$\eta_{ak2}=1,000$	$\eta_{\tau 2}=1,000$			
$S=2,000$	$T_0=300,000$	$\varepsilon=14,500$	$\Delta T_a=7,000$	$p_r/p_k=0,900$	$\eta_{mk1}=0,980$	$k_{\tau 1}=1,361$			
$Z=1$	$p_2=0,103$	$\lambda=1,133$	$\Delta p_{ox1}=0,002$	$\kappa_1=1,000$	$\eta_{mk2}=1,000$	$k_{\tau 2}=1,340$			
$l=6$	$\psi_n=0,075$	$p_{z \max}=15,000$	$\Delta p_{ox2}=0,000$	$\zeta=0,980$	$\eta_m^A=0,940$	$\eta_r=1,330$			
						$Q_H=42700$			

Рис. 6.1. Пример исходных данных в распечатке результатов расчета

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

ПРОЦЕСС НАПОЛНЕНИЯ		ПРОЦЕСС СЖАТИЯ		ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ		ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ	
$p_{k2}=0,349$	$T_{k2}=320,000$	$a_{vc}=19,293$	$L=1,188$	$a_{vb}=19,783$		$\rho=1,721$	
$p_{k1}=0,349$	$T_a=355,662$	$b_c=0,003$	$B_0=1,027$	$b_b=0,003$		$\delta=8,426$	
$p'_k=0,351$	$p_a=0,342$	$n_l=1,367$	$\beta=1,025$	$Q_{hi}=43122,470$		$n_2=1,270$	
$\pi_{kl}=3,543$	$\eta'_h=0,885$	$p_c=13,238$	$x_z=0,974$	$P_z=15,000$		$T_b=1017,468$	
$T_k=453,830$	$\eta_h=0,819$	$T_c=950,140$	$\beta_z=1,024$	$\lambda=1,133$		$p_b=1,002$	
$\Delta T_{ox1}=133,830$	$\phi_k=1,105$	$a_{vz}=19,770$		$a_{pz}=28,084$			
$\Delta T_{ox2}=0,000$	$\phi_\Sigma=3,240$	$b_z=0,003$		$T_z=1808,729$			
КОМПРЕССОРЫ И ТУРБИНЫ							
$l_{ak1}=131,409$	$T_f=762,832$	$M_f=7,305E-5$	$b_r=0,003$	$\delta_{r1}=0,330$		$\bar{C}^{(ad)}_{pr2}=29,428$	
$\delta_{k1}=0,327$	$\bar{C}_{pk}=28,377$	$\pi_{r1}=3,047$	$a_{pr}=27,965$	$T_{r1}=511,447$		$\bar{C}^{(ad)}_{pr1}=29,428$	
$l_{ak2}=0,000$	$\bar{C}_{pr}=30,370$	$r'_r=0,678$	$\bar{C}^{(ad)}_{pr1}=29,361$	$\pi_{r2}=1,000$		$H_{ar2}=0,000$	
$\delta_{k2}=0,000$	$\bar{C}_{pr}^*=29,863$	$r''_r=0,322$	$\bar{C}^{(ad)}_{p(r-r1)}=31,323$	$T_{r2}^{ad}=511,447$		$\delta_{r2}=0,000$	
$p_r=0,314$	$T_r=655,849$	$a_{vr}=19,651$	$H_{ar1}=5259,433$	$\bar{C}^{(ad)}_{pr1}=29,428$		$T_{r1}^{ad}=487,940$	
Небаланс работ в турбокомпрессорах							
ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ							
$p_i=2,022$	$\eta_m=0,940$	$g_i=0,161$	$\eta_i=0,524$	$N_i=10086,080$			
$p_e=1,901$	$p_{i1}=2,231$	$g_e=0,171$	$\eta_e=0,493$	$N_e=9480,913$			
СПРАВКА							
Удельный эффективный расход топлива в современных дизелях рассчитываемого класса находится, как правило, в диапазоне $g_e \approx 0,171 \dots 0,177 \text{ кг}/\text{kBt}^\star\text{ч}$							

СПРАВКА

Удельный эффективный расход топлива в современных дизелях рассчитываемого класса находится, как правило, в диапазоне $g_e \approx 0,171 \dots 0,177 \text{ кг}/\text{kBt}^\star\text{ч}$

Рис. 6.2. Пример распечатки результатов расчета

6.2. Автоматически скорректированные исходные данные расчета

Расположение исходных данных в колонках в окне «Результаты расчета» аналогично их расположению в окне ввода данных (см. рис. 5.1).

Скорректированные исходные данные могут содержать ряд значений величин, автоматически измененных программой. Ниже перечислены эти величины и указано, в каких случаях они исправляются программой:

- давление наддува p_k уточняется при задании директивы «Корректировать давление наддува» (см. п. 4.2.1);
- температуры воздуха за охладителями T_k и T_{k1} в случаях отсутствия воздухоохладителей в агрегате наддува (см. п. 4.2.4);
- степень повышения давления при сгорании λ в случае превышения предельно допустимого давления сгорания $p_z \max$ при первоначально заданном λ (см. п. 4.2.2);
- температура остаточных газов T_r корректируется в любом случае (см. п. 4.2.3);
- отношение давлений p_T / p_k при $iT = 0$ устанавливается равным p_2 / p_k (см. п. 4.2.4);
- давление газа перед второй турбиной p_{T1} в случаях автоматического изменения p_T / p_k при двухступенчатом наддуве, а также в случае отсутствия второй турбины, когда принимается $p_{T1} = p_2$ (см. п. 4.2.4);
- показатели адиабаты k_{T1} и k_{T2} в зависимости от состава и температуры газа в турбинах (см. п. 4.2.6);
- величины η_{ak1} , η_{ak2} , η_{iT1} , η_{iT2} , p_T / p_k , φ_a и n_G при автоматической балансировке работ в турбокомпрессорах, не имеющих механической связи с коленчатым валом (см. п. 4.2.5).

6.3. Список результатов расчета

Таблица 6.1

№ пункта	Наименование величины	Размерность	Обозначение
ПРОЦЕСС НАПОЛНЕНИЯ			
1	Давление воздуха на выходе из компрессора К2	МПа	$p_{\kappa 2}$
2	Давление на выходе из воздухоохладителя ВО1 и на входе в компрессор К2	МПа	$p_{\kappa 1}$
3	Давление на выходе из компрессора К1	МПа	p'_{κ}
4	Степень повышения давления в компрессоре К1	—	$\pi_{\kappa 1}$
5	Температура воздуха на выходе из компрессора К1	К	T'_{κ}
6	Понижение температуры воздуха в охладителе ВО1	К	ΔT_{BO1}
7	Температура воздуха после компрессора К2	К	$T_{\kappa 2}$
8	Понижение температуры воздуха в охладителе ВО2	К	ΔT_{BO2}
9	Температура заряда цилиндра в начале сжатия	К	T_a
10	Давление в цилиндре в начале сжатия	МПа	p_a
11	Коэффициент наполнения цилиндра, отнесенный к полезному ходу поршня	—	η'_h
12	Коэффициент наполнения цилиндра, отнесенный к полному ходу поршня	—	η_h
13	Коэффициент избытка продувочного воздуха	—	Φ_{κ}
14	Суммарный коэффициент избытка воздуха	—	α_{Σ}

Продолжение табл. 6.1

№ пункта	Наименование величины	Размерность	Обозначение
ПРОЦЕСС СЖАТИЯ			
15	Постоянные уравнения средней мольной изохорной теплоемкости смеси воздуха и остаточных газов при сжатии заряда цилиндра $\bar{c}_{vc}'' = a_{vc} + b_c T$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	a_{vc}
		$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}^2}$	b_c
16	Средний показатель политропы сжатия заряда цилиндра	—	n_1
17	Давление в цилиндре в конце сжатия	МПа	p_c
18	Температура заряда цилиндра в конце сжатия	К	T_c
ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ			
19	Действительное количество воздуха для сгорания 1 кг топлива	кмоль/кг	L
20	Химический коэффициент молекулярного изменения	—	β_0
21	Действительный коэффициенты молекулярного изменения	—	β
22	Относительное количество топлива (в долях единицы), сгоревшего в точке « z » цикла	—	x_z
23	Коэффициент молекулярного изменения в точке « z » цикла	—	β_z
24	Постоянные уравнения средней мольной изохорной теплоемкости смеси в точке « z » цикла $\bar{c}_{vz}'' = a_{vz} + b_z T$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	a_{vz}
		$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}^2}$	b_z
25	Постоянные уравнения средней мольной изохорной теплоемкости смеси в точке « b » цикла $\bar{c}_{vb}'' = a_{vb} + b_b T$:	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	a_{vb}
		$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}^2}$	b_b

Продолжение табл. 6.1

№ пункта	Наименование величины	Размерность	Обозначение
26	Теплота сгорания топлива, приведенная к температуре 0 К	$\frac{\text{кал}}{\text{кг}}$	Q'_n
27	Максимальное давление цикла	МПа	p_z
28	Степень повышения давления	—	λ
29	Постоянная a_{pz} уравнения средней мольной изобарной теплоемкости смеси в точке « z » цикла $\bar{c}_{pz}'' = a_{pz} + b_z T$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	a_{pz}
30	Максимальная температура сгорания (температура в точке « z »)	К	T_z

ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

31	Степень предварительного расширения заряда цилиндра	—	ρ
32	Степень последующего расширения	—	δ
33	Средний показатель политропы расширения	—	n_2
34	Температура заряда цилиндра в конце процесса расширения	К	T_b
35	Давление в цилиндре в конце процесса расширения	МПа	p_b

ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

36	Среднее индикаторное давление теоретического цикла	МПа	p_i'
37	Среднее индикаторное давление действительного цикла	МПа	p_i
38	Удельный индикаторный расход топлива	кг/(кВт·ч)	g_i
39	Индикаторный КПД	—	η_i
40	Индикаторная мощность двигателя	кВт	N_i

Продолжение табл. 6.1

№ пункта	Наименование величины	Размерность	Обозначение
КОМПРЕССОРЫ			
41	Адиабатная работа в компрессоре К1	кДж/кг	l_{ak1}
42	Относительная мощность привода К1	—	δ_{k1}
43	Адиабатная работа в компрессоре К2	кДж/кг	l_{ak2}
44	Относительная мощность привода К2	—	δ_{k2}
ТУРБИНЫ			
45	Давление газов перед турбиной Т1	МПа	p_T
46	Температура газов, истекающих из цилиндра при свободном выпуске	К	T_G
47	Средняя мольная изобарная теплоемкость продувочного воздуха	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	\bar{c}'_{p_k}
48	Средняя мольная изобарная теплоемкость продуктов сгорания	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	\bar{c}''_{p_G}
49	Средняя мольная изобарная теплоемкость газовоздушной смеси перед турбиной Т1	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	\bar{c}''_{p_T}
50	Температура смеси перед Т1	К	T_T
51	Удельный расход газа в турбинах	$\frac{\text{кмоль}}{\text{кВт} \cdot \text{с}}$	M_T
52	Степень понижения давления в турбине Т1	—	π_{T1}
53*	Мольная доля воздуха в выпускном коллекторе	—	r'_T
54*	Мольная доля «чистых» продуктов сгорания в выпускном коллекторе	—	r''_T
55*	Постоянные уравнения средней изохорной теплоемкости газа (смеси продуктов сгорания и продувочного воздуха) $\bar{c}''_{vT} = a_{vT} + b_T T$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	a_{vT}
		$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}^2}$	b_T

Продолжение табл. 6.1

№ пункта	Наименование величины	Размерность	Обозначение
56*	Постоянная $a_p T$ уравнения средней изобарной теплоемкости газа $\bar{c}_p'' = a_p T + b_T T$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	$a_p T$
57*	Температура газа в конце адиабатного расширения в турбине Т1	К	T_{T1}^{ad}
58*	Средняя мольная изобарная теплоемкость газа в интервале температур $0 - T_{T1}^{ad}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	$\bar{c}_p''(ad)$
59*	Средняя мольная изобарная теплоемкость газа в процессе адиабатного расширения в Т1 (в интервале температур $T_T - T_{T1}^{ad}$)	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	$\bar{c}_p''(T-T1)$
60*	Адиабатный теплоперепад в Т1	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	H_{aT1}
61*	Относительная мощность Т1	—	δ_{T1}
62*	Действительная температура газа после Т1	К	T_{T1}
63*	Степень понижения давления в турбине Т2	—	π_{T2}
64*	Температура газа в конце адиабатного расширения в Т2	—	T_{T2}^{ad}
65*	Средняя мольная изобарная теплоемкость газа в интервале температур $0 - T_{T1}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	$\bar{c}_p'' T_1$
66*	Средняя мольная изобарная теплоемкость газа в интервале температур $0 - T_{T2}^{ad}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	$\bar{c}_p''(ad)$
67*	Средняя мольная изобарная теплоемкость газа в процессе адиабатного расширения в турбине Т2 (в интервале температур $T_{T1} - T_{T2}^{ad}$)	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	$\bar{c}_p''(\dot{O}1-\dot{O}2)$

Окончание табл. 6.1

№ пункта	Наименование величины	Размерность	Обозначение
68*	Адиабатный теплоперепад в Т2	<u>кДж</u> кмоль	$H_a T_2$
69*	Действительная температура газа после Т2	К	T_{T2}
70	Относительная мощность Т2	—	δ_{T2}
НЕБАЛАНС РАБОТ В ТУРБОКОМПРЕССОРЕ			
71	Относительный небаланс работ в ТК1	—	Δ_1
72	Относительный небаланс работ в ТК2	—	Δ_2
ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ			
73	Механический КПД турбопоршневого двигателя	—	η_m
74	Удельный эффективный расход топлива	кг/(кВт·ч)	g_e
75	Эффективный КПД	—	η_e
76	Среднее эффективное давление	МПа	p_e
77	Эффективная мощность двигателя	кВт	N_e

*Величины, рассчитываемые в соответствии с вышеописанными изменениями в алгоритме (см. раздел 1)

Раздел «Справки» распечатки результатов расчета во всех случаях содержит информацию о диапазоне удельного эффективного расхода топлива в современных дизелях рассчитываемого класса.

Если значения каких-либо исходных данных или результатов расчета отличаются от привычных, программа может выдать соответствующее сообщение.

В указанном разделе также могут содержаться рекомендации к исправлению некоторых исходных данных.

6.4. Вывод на печать результатов расчета

Выводу на печать предшествует просмотр результатов на экране компьютера. Для этого, напомним, имеются две возможности: либо непосредственно после выполнения команды «Расчет» и ответа «OK» на указание «Расчет выполнен, нажмите OK для просмотра результатов», либо после выполнения команды «Показать» в меню «Результаты».

Вывод результатов на печать может быть осуществлен одним из двух способов.

При первом способе – заданием директивы «Печатать» в меню «Результаты». Этот способ наиболее простой, однако он позволяет получить страницу документа лишь с жестко определенными программой размерами и содержанием.

Второй способ вывода результатов состоит в задании директивы «Экспорт» того же меню «Результаты». В этом случае с помощью окна «Сохранить как» результат может быть сохранен в файле того или иного графического формата, например, в файле с расширениями .bmp или .jpg. Далее, вставив стандартными средствами Microsoft Office указанный файл в документ, можно сформировать страницу по усмотрению расчетчика. При этом имеется возможность снабдить таблицу результатов расчета произвольным заголовком и необходимыми пояснениями.

7. РЕКОМЕНДАЦИИ К РАСЧЕТУ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ПРИ КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ

7.1. Цель и этапы расчета рабочего цикла

Цель курсового проекта в общем случае состоит в разработке дизельного двигателя с уменьшенным удельным эффективным расходом топлива,

повышенным уровнем форсировки по среднему эффективному давлению p_e при обеспечении требуемых показателей надежности и экологических показателей. Могут быть и иные варианты цели. Например, разработка двигателя со сниженным по сравнению с прототипом уровнем форсировки по p_e или по средней скорости поршня c_m . Это позволит повысить надежность и улучшить другие показатели двигателя. В любом случае идет речь об изменениях параметров и показателей по сравнению с двигателем-прототипом.

Сказанное означает, что расчет рабочего цикла должен выполняться в два этапа. Этап 1 – расчет цикла двигателя-прототипа (некоторые параметры и показатели которого известны). Этот расчет необходим для идентификации параметров математической модели. Суть идентификации объясняна выше (см. раздел 1). Этап 2 – расчет цикла проектируемого двигателя. Такой двухэтапный подход позволяет, во-первых, получить адекватные результаты расчета по программе, во-вторых, наглядно показать, за счет изменения каких параметров цикла и параметров конструкции прототипа могут быть обеспечены необходимые показатели цикла проектируемого двигателя.

Указанные этапы реализуются в виде последовательного решения следующих задач.

7.2. Анализ рабочего цикла и конструкции двигателя-прототипа

Анализ следует проводить с учетом особенностей конструкции прототипа.

Слово «анализ» означает, что студент должен дать описание рабочего цикла и конструкции двигателя-прототипа, обязательно снабженное критической оценкой описываемых данных о прототипе. Рассматривая двигатель-прототип, следует в каждом пункте анализа ответить на два вопроса:

во-первых, какие параметры или конструктивные решения прототипа способствуют достижению цели работы, и их целесообразно использовать при проектировании нового двигателя; во-вторых, какие параметры и конструктивные решения прототипа необходимо пересмотреть и почему.

7.3. Выбор и обоснование исходных данных расчета рабочего цикла проектируемого двигателя

До начала расчета, как правило, уже известны эффективная мощность N_e и номинальная частота вращения коленчатого вала проектируемого двигателя.

Исходные данные расчета должны соответствовать типу, классу проектируемого двигателя и решаемым проектным задачам. Исходные данные выбирают, обосновывая их изменение относительно данных двигателя-прототипа (с учетом достижений современного двигателестроения).

Следует выбрать число цилиндров i и уровень среднего эффективного давления p_e (они взаимосвязаны), а также $p_{\hat{e}}, p_{z \max}, \varepsilon, \lambda, \alpha, \varphi_a, \gamma_r, \xi_z, \xi$ и другие величины (см. таблицу 5.1 и § 5.2).

Ниже описаны принципы выбора основных исходных данных.

Выбор числа цилиндров i зависит от принятого решения об увеличении (уменьшении) среднего эффективного давления p_e по сравнению с прототипом. Используется формула (5.1) среднего эффективного давления, которая в материалах лекций записана в виде:

$$p_e = \frac{0,06N_e}{V_s n i z},$$

где N_e – мощность двигателя, кВт; V_s – рабочий объем цилиндра (объем, описываемый поршнем), м³; n – частота вращения коленвала, мин⁻¹; i – число цилиндров; z – коэффициент тактности (для четырехтактных ДВС принимают $z=1,0$; для двухтактных – $z=0,5$).

Правильность расчета по формуле рекомендуется проверить по двигателю-прототипу.

Одна и та же мощность N_e может быть получена при уменьшенном числе цилиндров i , но при увеличенном уровне форсировки по среднему эффективному давлению p_e . И наоборот – при увеличенном i , но при уменьшенном p_e .

Выбор максимального давления цикла p_z ($p_{z\max}$) осуществляется с учетом изложенных выше указаний (см. § 5.2; П. 18). При выполнении курсового проекта наряду с этими указаниями необходимо руководствоваться следующим соображением. Если принятное p_z значительно выше p_z прототипа, то предстоит также значительно изменить конструкцию (конструктивные параметры) основных деталей проектируемого ДВС. Например, можно увеличить диаметры шеек коленчатого вала, поршневого пальца; увеличить толщину стенки втулки цилиндра (в ее верхней части); увеличить толщину донышка поршня, изменить его конструкцию (сделать жестче) и.т.д.

Степень сжатия ε выбирают с учетом класса проектируемого двигателя, способа смесеобразования и типа камеры сгорания (см. § 5.2; П. 16). Учитывают современную тенденцию увеличения ε , которая объясняется стремлением увеличить КПД двигателя. Известно, что с увеличением ε термический КПД цикла растет, так как увеличивается уровень температур рабочего тела в процессе подвода теплоты в цикл. Рост термического КПД вызывает соответствующий рост индикаторного и эффективного КПД двигателя. Необходимо также иметь в виду, что увеличение ε позволяет улучшить пусковые свойства дизеля. Однако при этом, как правило, возрастают динамические нагрузки на детали двигателя.

Выбор степени повышения давления λ определяется классом двигателя и способом смесеобразования (см. § 5.2; П. 17).

Тенденция снижения λ объясняется:

- а) желанием увеличить ε при сохранении на прежнем уровне механической напряженности двигателя, определяемой p_z ;
- б) стремлением перенести сгорание на линию расширения с целью снижения уровня температур в цилиндре, что позволяет снизить скорость образования NO – наиболее токсичного компонента продуктов сгорания.

В реальном двигателе на λ можно повлиять изменением угла опережения подачи топлива относительно ВМТ поршня.

Коэффициент продувки Φ_a и коэффициент остаточных газов γ_r определяются тактностью двигателя, схемой продувки цилиндра (см. § 5.2; П. 15 и 19) и в целом совершенством газоводушного тракта.

При создании двигателя эти величины стремятся уменьшить за счет:

- улучшения схемы продувки и конструкции втулки цилиндра (в двухтактных дизелях), профилей воздушных и газовых каналов в крышке цилиндра и профиля камеры сгорания (в четырехтактных дизелях);
- обеспечения необходимого перепада давления для продувки цилиндра (камеры сгорания);
- принятия других мер, направленных на совершенствование процессов газообмена.

Выбор коэффициента избытка воздуха для сгорания α (см. § 5.2; П. 13) зависит от класса двигателя и в значительной мере определяется способом смесеобразования (типом камеры сгорания).

При курсовом проектировании иногда решается задача перехода от пленочного или объемно-пленочного смесеобразования к объемному смесеобразованию (от разделенной или полуразделенной камеры сгорания к открытой камере). В этом случае целесообразно увеличить α по сравнению с прототипом.

Необходимо иметь в виду, что увеличение α обычно наряду с улучшением условий смесеобразования и соответствующем повышении топлив-

ной экономичности двигателя всегда позволяет несколько снизить уровень температур в цилиндре, следовательно, снизить теплонапряженность деталей двигателя. Вместе с тем увеличение α влечет за собой рост относительной мощности компрессора и турбины наддувочного агрегата ($\delta_{\hat{e}}$ и δ_O) и, как правило, требует увеличения КПД этих элементов ($\eta_{a\hat{e}}$ и η_{iT}).

Коэффициенты использования теплоты в точке « z » цикла (ξ_z) и в конце сгорания (ξ) (см. § 5.2; П. 25 и 26) на первом этапе расчета – расчета цикла двигателя-прототипа, который выполняется, напомним, с целью идентификации параметров математической модели, – могут выполнять роль «настроечных» коэффициентов. В расчете проектируемого двигателя ξ_z и ξ могут быть увеличены в том случае, если в проекте предусмотрены решения, направленные на интенсификацию процессов смесеобразования и сгорания топлива, а также на уменьшение потерь теплоты из цилиндра. В числе этих решений могут быть: повышение давления впрыскивания топлива; увеличение коэффициента избытка воздуха для сгорания α ; обоснованное изменение профиля камеры сгорания; интенсификация движения воздушного заряда цилиндра; применение высокотемпературного охлаждения цилиндра или теплоизолирующих покрытий в сочетании с использованием специальных смазочных масел и другие.

Механический КПД собственно двигателя η_M^∂ (см. § 5.2; П. 36) применительно к современным дизелям имеет тенденцию к повышению. Росту η_M^∂ , в частности, способствует сокращение числа компрессионных и маслосъемных колец на поршне. Указанное сокращение стало возможным за счет совершенствования конструкции и технологии изготовления колец.

7.4. Анализ результатов расчета рабочего цикла проектируемого двигателя

О результатах расчета следует судить как по полученным параметрам рабочего цикла, так и по расчетным показателям цикла и двигателя в целом. Анализ результатов расчета должен проводиться в увязке с конструкцией проектируемого двигателя. При этом необходимо ответить на вопрос о том, возможно ли осуществить рассчитанный цикл в проектируемом двигателе. Какие параметры и показатели цикла и в целом проектируемого двигателя улучшились, а какие ухудшились по сравнению с прототипом?

Анализ целесообразно провести по группам параметров, характеризующих топливную экономичность, эксплуатационную надежность двигателя (определенную, в частности, механической и тепловой напряженностью его конструкции), его экологические показатели.

Об уровне экономичности двигателя следует судить по следующим расчетным величинам: удельный эффективный g_e и удельный индикаторный g_i расходы топлива (или обратные величины – КПД, соответственно, эффективный η_e и индикаторный η_i). Об экономичности двигателя, определяемой, в частности, совершенством его конструкции, можно в известной мере судить также по механическому КПД η_m (который, как известно, выражается отношением указанных эффективных и индикаторных показателей).

Механическая напряженность двигателя отражена прежде всего в максимальном давлении цикла p_z . Для обеспечения приемлемого уровня механической напряженности в случае изменения p_z (по сравнению с прототипом) следует провести расчеты прочности цилиндропоршневой группы деталей и коленчатого вала, расчет удельных нагрузок в подшипниках кривошипно-шатунного механизма. По результатам расчетов при необхо-

димости следует принять решение об изменении размеров деталей, их материалов и технологии изготовления.

Следует учесть, что механическая напряженность двигателя, как правило, растет с увеличением степени сжатия ε (см. § 7.3).

О тепловой напряженности деталей двигателя имеется возможность судить по значениям ряда температур, указанных в следующем фрагменте таблицы 6.1:

Фрагмент табл. 6.1

№ пункта	Наименование величины	Размерность	Обозначение
30	Максимальная температура сгорания (температура в точке z)	К	T_z
34	Температура заряда цилиндра в конце процесса расширения	К	T_b
46	Температура газов, истекающих из цилиндра при свободном выпуске	К	T_{Γ}
50	Температура смеси перед Т1 (турбиной турбокомпрессора)	К	T_T

В случае существенного превышения приемлемого уровня перечисленных температур в расчетных точках цикла проектируемого двигателя возможны два варианта действий.

Первый вариант состоит в пересмотре исходных данных расчета цикла. Возможны различные изменения в данных, включая увеличение коэффициента избытка воздуха для сгорания α , некоторое снижение степени сжатия ε , увеличение коэффициента продувки φ_a (для снижения T_T), увеличение числа цилиндров i двигателя (при $N_e = \text{idem}$) и другие.

Второй вариант действий заключается в принятии решений об изменениях (по сравнению с прототипом) конструкции, параметров двигателя и его систем, в частности, систем охлаждения и воздухоснабжения. Могут

быть приняты решения об изменениях в материалах и технологии изготовления деталей двигателя. Указанные решения должны быть направлены на обеспечение необходимого уровня надежности деталей при работе в условиях повышенных температур.

Некоторые из предполагаемых изменений конструкции, возможно, вызовут необходимость вернуться к расчету цикла и пересмотреть те или иные исходные данные. Например, совершенствование продувки камеры сгорания дизеля может позволить уменьшить коэффициент остаточных газов γ_r (что, кстати, обеспечит некоторое снижение уровня температур в цилиндре наряду с улучшением других параметров).

Улучшение экологических показателей проектируемого дизеля по сравнению с прототипом может быть обеспечено не только конструктивными мерами, но и соответствующим назначением параметров рабочего цикла.

Приведем пример. Известно, что наиболее токсичным компонентом отработавших газов являются окислы азота NO_x . Их количество зависит от интенсивности образования оксида азота NO. Скорость образования NO тем выше, чем выше уровень локальных температур топливовоздушной смеси в зоне горения, а также локального избытка кислорода воздуха, не задействованного в реакциях окисления углеводородных молекул топлива. Сказанное означает, что для улучшения показателей двигателя по выбросам NO_x целесообразно снизить уровень температур в цилиндре. Этим обстоятельством объясняется современная тенденция уменьшения степени повышения давления λ в цикле двигателя при увеличении степени сжатия ε . (При этом механическая напряженность двигателя, определяемая, в частности, максимальным давлением цикла p_z может остаться на прежнем уровне). Снижение λ , по сути дела, представляет собой сдвиг процесса сгорания топлива в сторону процесса расширения, обеспечиваемый более поздним началом подачи топлива в цилиндр. Указанные изменения пара-

метров цикла обеспечивают снижение уровня температур в цилиндре, в частности максимальной температуры T_z , что благоприятно сказывается на интенсивности образования NO.

В результате анализа необходимо ответить на вопрос о том, в какой мере принятые решения о параметрах цикла и конструкции дизеля позволяют достигнуть цели проекта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гаврилов В. В. Математическое обеспечение расчета рабочего цикла судового двигателя внутреннего сгорания на ЭВМ: Учеб. пособие. – Л.: Изд. ЛКИ, 1985. – 42 с.
2. Гаврилов В. В. Расчет рабочего цикла судового двигателя внутренне-го сгорания на ЭВМ: Учеб. пособие. – СПб.: Изд. центр ГМТУ, 1992. – 40 с.
3. Гаврилов В.В., Мащенко В.Ю. Автоматизированный расчет рабочего цикла судового ДВС: Учеб. пособие. – СПб.: СПбГУВК, 2007. – 58 с.
4. Гордеев П. А., Плотников В. А. Расчет рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания: Методические указания. – СПб.: Изд. центр ГМТУ, 2004. – 43 с.
5. Ваншайдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Су-достроение, 1977. – 392 с.
6. Дизели. Справ. / Под ред. В. А. Ваншайдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.
7. Гаврилов В.В. Судовое главное энергетическое оборудование. Судо-вые двигатели внутреннего сгорания: Учеб. пособие. – СПб.: СПбГУВК, 2011. – 227 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Общие сведения	3
2. Системы наддува	6
3. Алгоритм расчета	9
3.1. Алгоритм расчета для топлива среднего состава	10
3.2. Алгоритм расчета для топлива с заданной теплотой сгорания	20
3.3. Алгоритм расчета для топлива с заданным элементарным составом	21
3.4. Алгоритм расчета с возможностью корректировки показателя политропы сжатия	21
4. Описание программы расчета	22
4.1. Общие сведения	22
4.2. Возможности программы	23
4.2.1. Корректировка давления наддува	23
4.2.2. Ограничение максимального давления цикла	23
4.2.3. Уточнение температуры остаточных газов в цилиндре	23
4.2.4. Приведение исходных данных в соответствие со схемой системы наддува	24
4.2.5. Обеспечение баланса работ в турбокомпрессоре	24
4.2.6. Уточнение показателей адиабат	26
5. Подготовка и ввод в программу исходных данных расчета	28
5.1. Список исходных данных	28
5.2. Указания к выбору исходных данных	30
5.3. Ввод исходных данных в программу	41
5.3.1. Работа с меню программы	41
5.3.2. Указания к вводу исходных данных	44
6. Результаты расчета	45
6.1. Общий вид распечатки результатов расчета	45
6.2. Автоматически скорректированные исходные данные расчета	48
6.3. Список результатов расчета	49
6.4. Вывод на печать результатов расчета	55

7. Рекомендации к расчету рабочего цикла при курсовом проектировании	55
7.1. Цель и этапы расчета рабочего цикла	55
7.2. Анализ рабочего цикла и конструкции двигателя-прототипа	56
7.3. Выбор и обоснование исходных данных расчета рабочего цикла проектируемого двигателя	57
7.4. Анализ результатов расчета рабочего цикла проектируемого двигателя	61
Литература	65

Гаврилов Владимир Васильевич

Мащенко Владимир Юрьевич

**АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ РАСЧЕТ
РАБОЧЕГО ЦИКЛА СУДОВОГО ДВС**

Учебное пособие

Печатается в авторской редакции

Корректор

Подписано в печать

Сдано в производство

Лицензия № 000283 от 19.10.98

Формат 70x100 1/16. Усл.-печ.л.

Уч.-изд.л.

Тираж. 300 экз.

Заказ №

Отпечатано в ИИЦ ФГОУ ВПО «СПГУВК»
198035, Санкт-Петербург, Межевой канал, 2