

ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

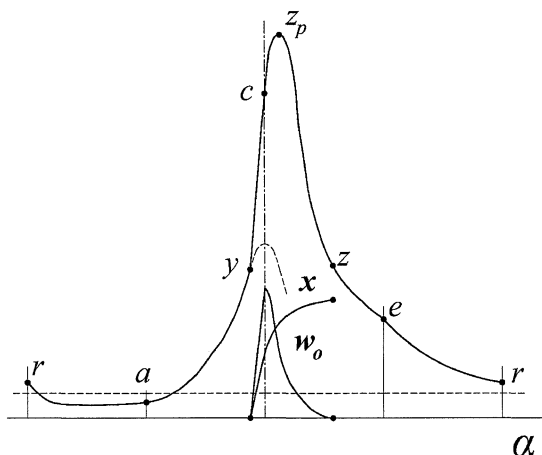
621.43(07)

Ш264

Б.А. Шароглазов, А.В. Гофман

**ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
И МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ДВИГАТЕЛЯХ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Учебное пособие по выполнению курсовой работы



Челябинск

2014

Министерство образования и науки Российской Федерации
Южно-Уральский государственный университет
Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

621.43 (07)
Ш264

Б.А. Шароглазов, А.В. Гофман

**ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ И МОДЕЛИРОВАНИЕ
ПРОЦЕССОВ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Учебное пособие по выполнению курсовой работы

Челябинск
Издательский центр ЮУрГУ
2014

УДК [621.43.01(075.8)]
Ш264

*Одобрено
учебно-методической комиссией автотракторного факультета*

Рецензенты:

*заведующий кафедрой «Тракторы и автомобили» Челябинской государственной агроинженерной академии, доцент, кандидат технических наук **Е. И. Бердов**;
заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт, информационные технологии и методики обучения техническим дисциплинам» Челябинского государственного педагогического университета, доцент,
кандидат технических наук **В. В. Руднев***

Шароглазов, Б.А.

Ш264 Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания: учебное пособие по выполнению курсовой работы. / Б.А. Шароглазов, А.В. Гофман. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2014. – 30 с.

Учебное пособие предназначено для студентов, проходящих подготовку по направлениям: 141100.62 («Энергетическое машиностроение»); 190109.65; 190110.65 («Наземные транспортно-технологические средства» и «Транспортные средства специального назначения» соответственно); 190100.62; 190600.62 («Наземные транспортно-технологические комплексы» и «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» соответственно).

УДК [621.43.01(075.8)]

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Характеристика цели и задач курсовой работы	4
2. Указания по выполнению отдельных разделов курсовой работы	
2.1. Аннотация	6
2.2. Задание на курсовую работу	6
2.3. Анализ основных параметров двигателя – прототипа	7
2.4. Анализ мероприятий по модернизации двигателя	9
2.5. Выбор исходных данных на тепловой расчёт	9
2.6. Тепловой расчёт. Определение основных показателей и основных конструктивных параметров двигателя	11
2.7. Анализ результатов теплового расчёта	11
2.8. Расчёт и построение внешней скоростной характеристики двигателя	12
2.9. Расчётно – исследовательская часть работы	12
3. Контрольные вопросы	15
4. Пример теплового расчёта четырёхтактного дизеля с учётом динамики сообщения теплоты рабочему телу (уточнённый метод)	
4.1. Исходные данные	16
4.2. Расчёт процесса впуска	16
4.3. Расчёт процесса сжатия	17
4.4. Расчёт процесса сгорания	18
4.5. Расчёт процесса расширения	22
4.6. Определение индикаторных показателей цикла	23
4.7. Определение эффективных показателей двигателя	23
4.8. Расчёт внешней скоростной характеристики	26
Библиографический список	30

1. ХАРАКТЕРИСТИКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

по дисциплине «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания»; направление подготовки 141100. 62 «Энергетическое машиностроение», степень – бакалавр.

Целью курсовой работы является закрепление и углубление знаний, полученных при изучении дисциплины «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания», посредством выполнения теплового расчёта двигателя на основании выданного преподавателем (или самостоятельно выбранного, но согласованного с преподавателем) задания. Тематика курсовой работы может быть связана и с направлением новых (нетрадиционных, поискового характера) исследований, связанных с вопросами совершенствования и создания тепловых, прежде всего поршневых, машин. Конечным итогом действий студента служит определение индикаторных и эффективных показателей цикла и двигателя в целом, расчётное определение его основных размеров (диаметра цилиндра и хода поршня).

При выполнении задания студент, опираясь на полученные при изучении курса знания, должен показать умение правильно выбирать и обосновывать численные значения исходных данных на тепловой расчёт рабочего цикла поршневой машины (двигателя). Должен овладеть методикой теплового расчёта с упрощённым и уточнённым расчётом процесса сгорания, уметь анализировать полученные показатели путём сопоставления их с показателями базового двигателя (двигателя-прототипа).

В качестве двигателя-прототипа может быть принят (выбран) один из массово выпускаемых двигателей (отечественных или зарубежных). Это может быть сделано, как уже отмечалось, студентом самостоятельно, либо по предложению преподавателя-консультанта. С параметрами двигателя-прототипа студент может ознакомиться по соответствующим опубликованным материалам (технические инструкции на выпускаемые промышленностью двигатели, научные статьи, учебно-методические материалы и т.д.). Краткая характеристика параметров некоторых выпускаемых в нашей стране и за рубежом двигателей помещена в приводимых таблицах, см. табл. 3 и 4. Кроме того, данные по основным параметрам двигателя-прототипа могут быть почерпнуты из источников, названных в рабочей программе курса, см. список литературы.

Выполнение курсовой работы способствует приобретению практических навыков анализа конструктивных особенностей двигателей различного типа, навыков использования ЭВМ для целей расчётных исследований и проектирования, и навыков расчётной оценки влияния различных факторов (эксплуатационных, регулировочных и др.) на параметры и показатели двигателя.

В этой связи важной составной частью курсовой работы может быть выполнение расчётного исследования по влиянию различных факторов на показатели цикла и двигателя. Примерными вариантами (задачами) исследования могут быть:

- определение показателей рабочего цикла и двигателя на режиме максимального крутящего момента;

- определение показателей двигателя на режимах внешней скоростной, нагрузочной и регулировочных характеристик по углу опережения зажигания, по составу смеси и т.д.;
- исследования по влиянию на рабочий цикл наддува, охлаждения наддувочного воздуха, наполнения и других эксплуатационных и конструктивных факторов.

В курсовой работе выполняется также расчёт внешней скоростной характеристики (ВСХ) двигателя.

Оформляется курсовая работа в виде пояснительной записки формата А4. При подготовке записки нужно соблюдать требования стандартов ЮУрГУ. Графики выполняются на листах формата А4 и включаются в записку.

Примерный объём времени на выполнение основных разделов курсовой работы приводится в таблице 1. Примерный перечень разделов расчётно-пояснительной записки содержится в таблице 2.

Таблица 1

№ раздела дисциплины	Наименование разделов курсовой работы	Объем в часах
	Выбор двигателя – прототипа. Выбор и обоснование исходных данных для расчёта. Согласование исходных данных с преподавателем-консультантом	5
	Расчёт процессов цикла (процессы выпуска, сжатия, сгорания, расширения)	15
	Определение индикаторных и эффективных показателей цикла	8
	Определение основных размеров двигателя	7
	Расчёт и построение ВСХ	5
ИТОГО		40

Таблица 2

№ п/п	Наименование раздела	Кол-во с.
1	Аннотация	0,5
2	Задание на курсовую работу	1
3	Анализ основных параметров двигателя-прототипа	1,5
4	Анализ основных мероприятий, предусматриваемых к использованию при проектировании (или модернизации) двигателя	1
5	Выбор исходных данных для проведения теплового расчёта	6
6	Определение индикаторных и эффективных показателей двигателя	7
7	Анализ результатов расчёта	1
8	Расчёт внешней скоростной характеристики двигателя	2
9	Исследовательский раздел работы	2
10	Перечень использованных студентом литературных источников	0,5

2. УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ОТДЕЛЬНЫХ РАЗДЕЛОВ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

2.1. Аннотация

Аннотация должна содержать краткое изложение сущности курсовой работы, основные принципы решения поставленных задач и характеристику полученных результатов.

2.2. Задание на курсовую работу

Задание на курсовую работу выдаётся в виде комбинации чисел, разделённых наклонной чертой, и содержит следующую информацию:

- порядковый номер двигателя-прототипа (см. табл.3) ... /;
- изменение эффективной мощности, [кВт] /...;
- изменение частоты вращения вала двигателя на номинальном (N_{en}) режиме работы [мин^{-1}] /...;
- порядковый номер мероприятия по модернизации двигателя /...;
- порядковый номер параметра из массива исходных данных на тепловой расчёт (для анализа влияния параметра на показатели рабочего процесса) /....

Пример задания: 14/+20/0/2/22 означает:

- первая цифра (14) – двигатель – прототип – А-01Т;
- вторая (20) – требуется увеличить эффективную мощность на 20 кВт;
- третья (0) – частота вращения вала двигателя остаётся неизменной;
- четвёртая (2) – модернизация двигателя осуществляется повышением степени наддува;
- пятая (22) – требуется оценить влияние угла опережения воспламенения на показатели рабочего процесса.

Таблица 3

Варианты заданий на курсовую работу
(основные параметры двигателей-прототипов)

№ п/п	Марка	Обозначение*	N_e , кВт	n , мин^{-1}	Источник информации
Тракторные и комбайновые дизели					
1	Д-130	4ЧН14,5/20,5	103	1070	[12]
2	Д-160	4ЧН14,5/20,5	118	1250	[6,12,14]
3	Д-170	4ЧН14,5/20,5	125	1250	[6,12,14]
4	В-ЗОВ	12Ч15/18	228	1500	[11,14]
5	Д-37Е	4Ч10,5/12	36,8	1800	[6,14]
6	Д-144	4Ч10,5/12	46,4	2000	[5,6,8,14]
7	8ДВТ-330	8ЧН15/16	272,3	1700	[6,8,14]
8	Д-240	4Ч11/12,5	56,6	2200	[6,14]
9	Д-260Т	6ЧН11/12,5	110,2	2200	[6,8]
10	СМД-60	6ЧН13/11,5	118	2000	[5,6,8,13]

№ п/п	Марка	Обозначение*	N_e , кВт	n , мин ⁻¹	Источник информации
12	СМД-17КН	4ЧН12/14	73,5	1900	[6,8]
13	А-41Т	4ЧН13/14	84,5	1750	[6,8]
14	А-01Т	6ЧН13/14	122,8	1800	[6,8]
Автомобильные дизели					
15	ЯМЗ-238Н	8ЧН13/14	220	2100	[1,5,7,8]
16	ЯМЗ-238Ф	8ЧН13/14	250	2100	[5,7,8]
17	ЯМЗ-240НМ	12ЧН13/14	368	2100	[1,7,8]
18	ЯМЗ-842	8ЧН14/14	264	2200	[7,8]
19	6ДМ-21Л	6ЧН21/21	772	1500	[1,7,8]
20	КАМАЗ-740	8Ч12/12	154	2600	[1,8]
21	КАМАЗ-7403	8ЧН12/12	191	2600	[1,8]
22	КАМАЗ-845	12ЧН12/12,5	309	2650	[8]
23	ЗИЛ-645	6Ч11/11,5	103	2800	[1,8,10]
24	ГАЗ-52	4Ч10,5/12	59	2800	[8]
Двигатели с искровым зажиганием					
25	ЗИЛ-130	8Ч10/9,5	110	3200	[14]
26	ЗИЛ-375	8Ч10,8/9,5	132	3200	[14]
27	ЗМЗ-24	4Ч9,2/9,2	70	4500	[14]
28	ЗМЗ-53	8Ч9,2/8,0	84,5	3200	[14]
29	ВАЗ-2101	4Ч7,6/6,6	47	5600	[14]
30	ВАЗ-2106	4Ч7,9/8,0	58,8	5500	[14]
31	ВАЗ-2108	4Ч7,6/7,1	46,8	5600	[5,14]
32	УАЗМ-331	4Ч8,2/7,0	52,9	5500	[1]

* Условные обозначения, принятые для маркировки двигателей, включают алфавитные и цифровые символы [4, с. 11 – 12]. Алфавитные символы означают: Ч – четырёхтактный; Д – двухтактный; Н – наддувный. Цифры: первая – число цилиндров; число перед чертой – диаметр цилиндра в сантиметрах; число за чертой – ход поршня в сантиметрах.

2.3. Анализ основных параметров двигателя-прототипа

На основе изучения технической литературы необходимо определить:

- назначение двигателя;
- конструктивные параметры;
- параметры рабочего процесса;
- оценку технического уровня двигателя-прототипа.

Целесообразно составить краткую общую характеристику прототипа, попытаться оценить достоинства и недостатки его конструктивной схемы, дать оценку

Таблица 4

Основные технико-экономические показатели некоторых массово выпускаемых тепловых машин-двигателей

№ п/п	Тип ДВС, изготовитель	N_n , кВт	n_n , мин ⁻¹	g_{ch} , % от g_e	g_{ch} , г/кВт·ч	α	P_{max} , МПа	ε	N_n , кВт/л	N_n , кВт/м ³	π_k	$m_{об}$, кг/кВт	Примечание
1	6ЧН10,5/12,8 (ЯМЗ-536); Россия	229	2300±25	0,1	213,5	н/д	21	17,5	34,44	239,4	н/д	2,79	ГТН, ОНВ, Евро 4
2	4ЧН10,5/12,8 (ЯМЗ-5340); Россия	140	2300±25	0,1	213,5	н/д	21	17,5	31,6	251,05	н/д	3,43	ГТН, ОНВ, Евро 4
3	12ЧН14/14 (ЯМЗ-8502.10); Россия	478	2100	0,3	219	1,85*	н/д	15,2	18,48	156,5	1,6*	4,29	ГТН, ОНВ, Евро 1
4	6ЧН12,3/15,6 (ЯМЗ-650.10); Россия	303	1900±25	0,1	190	н/д	н/д	16,4	27,25	223,8	н/д	3,2	ГТН, ОНВ, Евро 3
5	12ЧН26/26; Россия	2650	1000	0,26	190	2	16,5	15,5	15,99	130,3	2,6	5,43	ГТН, ОНВ
6	12ЧН21/21; УДМЗ; Россия	1690	1500	0,52*	211 ⁺⁺	1,69*	12,2	13	19,36	171,9	2,8	4,73	ГТН, ОНВ
7	6ДН12/12×2 (БТДФ); Украина	883	2600	н/д	217,7	н/д	н/д	14,5	54,2	993,4	н/д	1,33	ГТН и ПН
8	12ЧН13,5/15,2, «Перкинс»; Англия	1104	2300	н/д	210,8	н/д	н/д	12	42,3	н/д	н/д	1,71	ГТН, ОНВ
9	12ЧН15/18 (B92C2), ОАО ЧТЗ; Россия	736	2000	н/д	212,2	н/д	13,5*	14	18,92	621,1	н/д	1,39	ГТН
10	12ЧН14,4/14 (MT883-Каз500), МТУ; Германия	1104	2700	н/д	220,3	н/д	н/д	14	40,3	907,9	3,6	1,49	ГТН, ОНВ
11	6ЧН10,9/10,7, МТУ; Германия	550	4250	н/д	н/д	1,64*	н/д	н/д	91,7	1616	н/д	0,945	ГТН, ОНВ
12	12ЧН15/13 (XAV-28) «Камминс», США	1080	2600	н/д	217,7	н/д	н/д	15	39,1	812	н/д	1,764	ГТН, ОНВ
13	8ЧН12/13 (КамАЗ-740,75-440); Россия	324	1900	0,06	194,5	н/д	н/д	16,8	27,55	264,6	н/д	2,68	ГТН, ОНВ, Евро 4
14	8ЧН12,8/15,7 (MAN D2868); Германия	500	1700-1900	н/д	193	н/д	20	н/д	30,86	235,6	н/д	3,01	ГТН, ОНВ, Евро 5
15	8ЧН14/14 (ММЗ Д-280); Беларусь	375	2100	н/д	225	н/д	н/д	н/д	21,75	185,94	н/д	3,68	ГТН, ОНВ, Евро 4

Примечание: знаком * отмечены данные, полученные расчётной оценкой

степени соответствия машины современным (и перспективным) требованиям отечественного и зарубежного моторостроения. Назвать, опираясь на результаты проведённой работы, возможные пути и средства совершенствования конструкции.

2.4. Анализ мероприятий по модернизации двигателя

На основании оценки технического уровня двигателя-прототипа и задания на курсовую работу следует проанализировать эффективность и практическую реализуемость возможных способов решения поставленной задачи, показать преимущества и недостатки выбранного способа.

Мероприятия по модернизации двигателей:

- Применение наддува;
- Повышение степени наддува;
- Применение охлаждения наддувочного воздуха;
- Изменение рабочего объёма цилиндров;
- Изменение степени сжатия;
- Изменение относительного хода поршня (отношение S/D);
- Изменение формы камеры сгорания;
- Совершенствование смесеобразования;
- Снижение токсичности;
- Впрыск бензина;
- Повышение надёжности;
- Другие мероприятия (по индивидуальному заданию).

2.5. Выбор исходных данных на тепловой расчёт

Исходные данные на тепловой расчёт двигателя выбираются на основании задания на курсовую работу. При этом учитываются рекомендации, содержащиеся и в других источниках, см. например [1, 2, 16, 17].

Массив исходных данных, вводимых в ЭВМ, определяется параметрами:

1. Давление окружающей среды p_0 [МПа]
2. Давление перед впускными клапанами p_k [МПа]
3. Температура окружающей среды T_0 [K]
4. Степень сжатия ε [-]
5. Коэффициент наполнения η_v [-]
6. Давление остаточных газов p_z [МПа]
7. Температура остаточных газов T_r [K]
8. Подогрев свежего заряда ΔT [K]
9. Массовая доля углерода в топливе C [-]
10. Массовая доля водорода в топливе H [-]
11. Массовая доля кислорода в топливе O [-]
12. Коэффициент избытка воздуха α [-]
13. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ [-]

14. Показатель политропы сжатия n_1 [-]
15. Низшая теплота сгорания топлива H_u [МДж/кг]
16. Показатель характера сгорания m [-]
17. Продолжительность сгорания φ_z [град ПКВ]
18. Показатель политропы расширения n_2 [-]
19. Коэффициент эффективности сгорания ξ [-]
20. Понижение температуры в ОНВ $\Delta T_{охл}$ [К]
21. Показатель политропы сжатия в компрессоре n_k [-]
22. Угол опережения воспламенения θ [град ПКВ]
23. Шаг расчёта процесса сгорания $\Delta\varphi$ [град ПКВ]

В расчётно-пояснительной записке должно содержаться подробное обоснование численного значения каждого из параметров, принятое с учётом назначения, типа двигателя и способа смесеобразования.

К примеру, на основании статистической обработки результатов наблюдений, можно заключить, что продолжительность горения бензиновых смесей подчиняется зависимости

$$\varphi_z = 30 + \frac{0,18 \cdot \tau}{t_{ц}} - 15 \cdot \bar{\varphi}_{др.з}^{0,4}$$

где $t_{ц}$ – продолжительность цикла, с; $\bar{\varphi}_{др.з} = \varphi_{др.з} / \varphi_{др.з \text{ макс}}$ – степень раскрытия дроссельной заслонки, $\varphi_{др.з}$ и $\varphi_{др.з \text{ макс}}$ – промежуточная (определяется режимом частичной нагрузки) и максимальная фазы раскрытия дроссельной заслонки.

При оценке численного значения продолжительности сгорания для дизелей следует воспользоваться другим эмпирическим соотношением. Оно записывается следующим образом:

$$\varphi_z = 135 \cdot \alpha^{-1,36} + 25.$$

Показатель характера сгорания m (для бензиновых ДВС) также может быть определён на основании соотношения, отображающего статистическую взаимосвязь m с нагрузкой и частотой вращения:

$$m = 6,5 - 2,5 \cdot \bar{N}_e - \bar{n}.$$

Это соотношение получено по результатам обработки considerable по объёму статистического материала по бензиновым карбюраторным ДВС.

В записанном соотношении: $\bar{N}_e = N_e / N_{ен}$; $\bar{n} = n / n_n$ – относительные значения мощности и частоты вращения соответственно; $N_{ен}$, n_n – численные значения параметров двигателя при работе на номинальном режиме.

На показатель характера сгорания в дизелях влияют способ смесеобразования, продолжительность и характеристика распыливания топлива, величина степени сжатия, степень загрузки двигателя и многие другие факторы. В этой связи параметр m для дизелей выбирается в пределах от 0 до 1. Большие значения относятся к наддувным дизелям и к двигателям с плёночным способом смесеобразования.

Статистическая взаимосвязь коэффициента избытка воздуха α с уровнем нагрузки и частотой вращения для бензиновых двигателей может быть отображена зависимостью:

$$\alpha \approx 0,7 + 0,15 \cdot \bar{n} + 0,73 \cdot \bar{N}_{евсх} - 0,7 \cdot \bar{N}_{евсх},$$

где $\bar{N}_{eex} = N_e/N_{eex}$ – относительная мощность; N_e – значение мощности ТМ на рассматриваемом режиме нагрузки; N_{eex} – мощность двигателя при работе на режиме внешней скоростной характеристики, соответствующем по частоте вращения мощности N_e .

Оценка численного значения ψ (коэффициент использования теплоты) может быть выполнена на базе эмпирического соотношения, полученного обработкой статистического материала по бензиновым ДВС с внешним смесеобразованием. Можно полагать, что

$$\psi = 0,8 + 0,1 \cdot \bar{N}_e + 0,08 \cdot \bar{n},$$

$$\text{где } \bar{N}_e = N_e/N_{en}; \bar{n} = n/n_n.$$

Оценка T_r может быть также сделана на базе эмпирического соотношения (оно получено по результатам обработки статистического материала по четырёхтактным бензиновым ДВС):

$$T_r \approx 1,05 \dots 1,15 \cdot (750 + 180^\alpha),$$

здесь α – коэффициент избытка воздуха.

Для оценки T_r в дизелях используется иное соотношение, см. например, [16].

2.6. Тепловой расчёт. Определение основных показателей и основных конструктивных параметров двигателя

В пояснительной записке следует привести основные зависимости для расчёта численных значений текущих параметров процессов цикла и параметров, выбираемых в качестве исходных для расчёта процессов: впуска, сжатия, сгорания, расширения и определения индикаторных показателей цикла в целом. Необходимо обосновать причины, по которым результаты расчёта процессов и рабочего цикла в целом могут быть использованы для определения основных конструктивных параметров рассчитываемой тепловой машины (диаметра цилиндра и хода поршня).

2.7. Анализ результатов теплового расчёта

По результатам теплового расчёта строятся графики:

- индикаторная диаграмма в p - v координатах, см. приводимый пример;
- зависимости p , T , x , w от угла ПКВ, также приведены в примере.

Анализируются полученные в результате выполненных расчётов значения индикаторных показателей рабочего цикла: численное значение максимального давления сгорания, максимальной быстроты (и скорости) нарастания давления в процессе сгорания, максимальной температуры рабочего цикла и др. Дается оценка возможности дальнейшего совершенствования параметров и показателей цикла. Называются возможные пути реализации такого рода возможностей. Пример теплового расчёта приводится в разделе 4.

2.8. Расчёт и построение внешней скоростной характеристики двигателя

Результаты определения основных конструктивных параметров двигателя (диаметра цилиндра, хода поршня и рабочего объёма), численные значения среднего индикаторного и среднего эффективного давлений цикла, а также данные по характеристике двигателя-прототипа (в частности, значения коэффициентов приспособляемости по нагрузке, по частоте вращения) используются для расчёта внешней скоростной характеристики (ВСХ). Основные исходные данные при этом оформляются таблицей. Приводятся основные уравнения, принятые в качестве исходных для выявления ВСХ.

Характер протекания параметров при работе двигателя по ВСХ поясняется таблицей и иллюстрируется рисунком, см. подраздел 4.8. Для графической иллюстрации параметров могут быть рассмотрены: среднее эффективное давление цикла, крутящий момент, эффективная мощность, удельный эффективный и часовой расход топлива.

2.9. Расчётно-исследовательская часть работы

Исследовательская часть курсовой работы состоит в оценке влияния заданного (или выбранного исполнителем самостоятельно) фактора на основные параметры и показатели рабочего цикла. Конкретные цель и задача исследования могут быть сформулированы исполнителем самостоятельно или определяются заданием преподавателя. При выборе задачи исследования следует руководствоваться п.п. 2.3, 2.4, 2.5 рассматриваемого пособия.

По результатам расчётов заполняется табл. 5, строится график см. рис. 1, и производится анализ влияния рассматриваемого фактора на показатели процессов (или цикла в целом). В рассматриваемом случае (для примера) анализировалось влияние угла опережения воспламенения на параметры и показатели рабочего цикла дизеля. Результаты исследования отображены таблицей 5 и рисунком 1.

Таблица 5

Оценка влияния угла опережения воспламенения на показатели рабочего цикла

Численные значения θ	Индикаторные показатели цикла					
	l_i	η_i	p_i	p_{\max}	T_{\max}	g_i
4	0,74188	0,4653	1,8555	12,908	1819,7	182,05
8	0,75699	0,4748	1,8933	14,234	1872,1	178,42
10	0,7632	0,4786	1,91	14,73	1799,3	176,97
15	0,77089	0,4835	1,9281	16,419	1981,8	175,20
20	0,76954	0,4826	1,9247	17,879	2073,8	175,51
25	0,75929	0,4762	1,8991	19,137	2169,6	177,88

Здесь l_i , g_i , p_i , η_i – работа, удельный расход топлива, среднее давление и индикаторный КПД цикла соответственно; p_{\max} , T_{\max} – максимальные давление и температура.

Анализ результатов исследований даёт основание заключить, что применительно к условиям работы двигателя, характеризуемым названными значениями

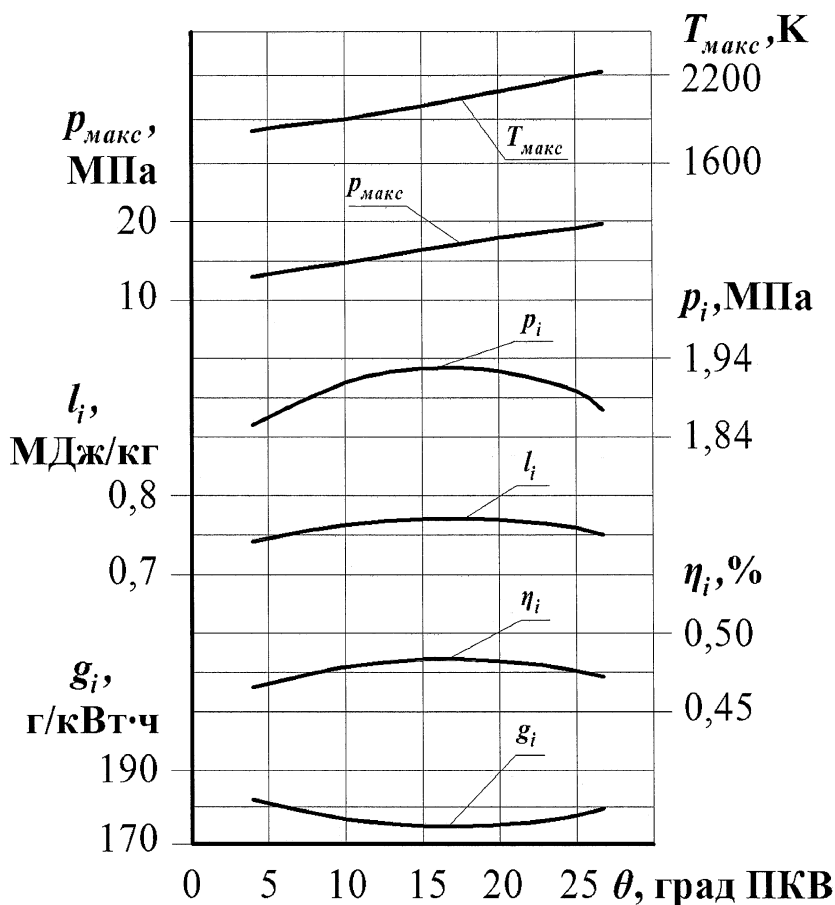


Рис. 1. Влияние угла опережения воспламенения на параметры и показатели рабочего цикла дизеля (основные исходные данные: $\alpha = 1,8$; $\varphi_z = 100$; $m = 0,28$; $\varepsilon = 13,5$; $\eta_v = 0,92$)

α ; φ_z ; m ; ε ; η_v (см. подрисуночную надпись), оптимальное значение угла опережения воспламенения (по численным значениям индикаторных показателей) составляет 15...17 град. ПКВ до ВМТ. Однако, учитывая высокий уровень максимальных температур и давлений цикла, предпочтение следует отдать величине θ равной 10...12 град ПКВ.

При графическом отображении результатов работы целесообразно использовать рекомендации, названные в табл.6. В качестве примера на страницах пособия приводятся несколько графиков, поясняющих иллюстративное содержание пояснительной записки к курсовой работе (раздел 4)

Таблица 6

Рекомендуемые к применению масштабы отображения параметров при построении графических иллюстраций

ПАРАМЕТР	Число единиц параметра, содержащееся в 1 см изображения на графике (для диапазона мощностей, кВт)					
	До 20	20...50	50...100	100...200	200...500	Свыше 500
N_e, N_i , [кВт]	1	2	5	10	20	50
M_K , [Н·м]	10	20	50	100	200	500
G_T , [кг/ч]	0,5	1,0	2,0	5	10	20
G_B , [кг/ч]	10	20	50	100	200	500
g_e, g_i , [г/кВт·ч]	10					
n , [мин ⁻¹]	100*					
p , [МПа]	2					
η_v, η_i, η_e	0,05					
η_m	0,02					
$(dp/d\alpha)_{\max}$ [МПа/град ПКВ]	0,2					

* при выборе масштаба отображения частоты вращения следует учитывать диапазон изменения n

3. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дайте определения полного, рабочего объёмов цилиндра, объёма камеры сгорания.
2. Чему равен объём внутрицилиндрового пространства при положении поршня в мёртвых точках?
3. Как определить величину степени сжатия, пользуясь $p - v$ диаграммой цикла? Какие значения степени сжатия характерны для различных типов ДВС?
4. Что такое коэффициент избытка воздуха? Как влияет режим работы двигателя с внешним смесеобразованием на величину коэффициента избытка воздуха? Как влияет тип камеры сгорания дизеля на коэффициент избытка воздуха?
5. Что такое коэффициент наполнения? Какие факторы влияют на его величину?
6. Дайте определение среднему индикаторному давлению цикла. Как графически интерпретируется величина среднего индикаторного давления?
7. Как можно определить значения индикаторного КПД и индикаторного удельного расхода топлива?
8. Чем определяется величина среднего давления механических потерь?
9. Как соотносятся индикаторные показатели рабочего цикла и эффективные показатели двигателя?
10. Какие факторы влияют на величины давления и температуры остаточных газов?
11. Как изменится величина подогрева свежего заряда при увеличении частоты вращения коленчатого вала; при внедрении наддува; при внедрении ОНВ?
12. Проанализируйте влияние частоты вращения коленчатого вала на показатель политропы сжатия.
13. Охарактеризуйте кинетические параметры процесса сгорания: условную продолжительность и показатель характера сгорания.
14. Как определяется коэффициент эффективности сгорания для карбюраторных двигателей?
15. Покажите на индикаторной диаграмме в $p - v$ координатах такты и основные процессы рабочего цикла.
16. В чем принципиальное отличие индикаторных диаграмм дизеля и карбюраторного (бензинового) двигателя?
17. Как изменится форма индикаторной диаграммы в $p - \alpha$ координатах при изменении показателя характера сгорания; при изменении угла опережения воспламенения?
18. Чем отличаются диаграммы насосных ходов наддувного и безнаддувного двигателей?
19. Чем обусловлено ухудшение экономичности двигателя при отклонении значения угла опережения воспламенения от оптимального?
20. Что такое коэффициенты приспособляемости K_m, K_n ? Как изменение K_m, K_n изменяет форму скоростной характеристики? Какими конструктивными мероприятиями можно повлиять на численные значения параметров K_m, K_n ?
21. Чем определяются нижняя и верхняя границы коэффициента избытка воздуха для дизелей?

4. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЁТА ЧЕТЫРЁХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ С УЧЁТОМ ДИНАМИКИ СООБЩЕНИЯ ТЕПЛОТЫ РАБОЧЕМУ ТЕЛУ (УТОЧНЁННЫЙ МЕТОД)

Характеристика прототипа: дизель типа Д49 (16ЧН26/26), мощность – 3100 кВт при частоте вращения 1000 об/мин. Камера сгорания неразделённая. Охлаждение жидкостное. Топливо дизельное. Газотурбинный наддув. Охладитель наддувочного воздуха.

Расчёт проводится применительно к режиму номинальной мощности.

4.1. Исходные данные

1. Давление окружающей среды $p_0 = 0,1013$ МПа;
2. Температура окружающего воздуха $T_0 = 293$ К;
3. Элементарный химический состав дизельного топлива (в массовых долях):
 $C = 0,86$; $H = 0,13$; $O = 0,01$;
4. Низшая теплота сгорания топлива $H_u = 42,5$ МДж/кг;
5. Степень сжатия (выбрана по прототипу) $\varepsilon = 13,5$;
6. Коэффициент наполнения $\eta_v = 0,92$;
7. Величина подогрева свежего заряда от стенок цилиндра $\Delta T = 10$ град.;
8. Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,8$;
9. Коэффициент эффективности сгорания $\xi = 0,87$;
10. Показатель характера сгорания $m = 0,28$;
11. Условная продолжительность сгорания $\varphi_z = 100$ град. ПКВ;
12. Угол опережения воспламенения $\theta = 10$ град. ПКВ;
13. Средний показатель политропы сжатия. Учитывая повышение температуры воздуха при его сжатии в компрессоре, принимаем $n_1 = 1,35$;
14. Показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре $n_k = 1,6$;
15. Давление перед впускными клапанами $p_k = 0,28$ МПа;
16. Понижение температуры в охладителе наддувочного воздуха $\Delta T_{\text{охл}} = 58$ К;
17. Давление остаточных газов p_r принимаем равным 0,246 МПа;
18. Температура остаточных газов $T_r = 840$ К;
19. Средний показатель политропы расширения $n_2 = 1,4$;
20. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (принимаем по прототипу)
 $\lambda = 0,224$.

4.2. Расчёт процесса впуска

Температура воздуха после компрессора

$$T'_k = T_0 \cdot \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}};$$

$$T'_k = 293 \cdot \left(\frac{0,28}{0,1013} \right)^{\frac{1,6-1}{1,6}} = 429 \text{ К.}$$

Температура после охладителя наддувочного воздуха

$$T_k = T'_k - \Delta T_{\text{охл}};$$

$$T_k = 429 - 58 = 371 \text{ K.}$$

Давление рабочего тела в конце впуска

$$p_a = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left[(\varepsilon - 1) \cdot \eta_v \cdot p_k \cdot \frac{T_k + \Delta T}{T_k} \cdot p_r \right];$$

$$p_a = \frac{1}{13,5} \cdot \left[(13,5 - 1) \cdot 0,92 \cdot 0,28 \cdot \frac{371 + 10}{371} \cdot 0,246 \right] = 0,2633.$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{p_r \cdot T_k}{(\varepsilon - 1) \cdot \eta_v \cdot p_k \cdot T_r};$$

$$\gamma = \frac{0,246 \cdot 371}{(13,5 - 1) \cdot 0,92 \cdot 0,28 \cdot 840} = 0,0337.$$

Температура рабочего тела в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma};$$

$$T_a = \frac{371 + 10 + 0,0337 \cdot 840}{1 + 0,0337} = 396 \text{ K.}$$

Удельный объем рабочего тела в конце впуска

$$v_a = \frac{0,008314 \cdot T_a}{\mu_b \cdot p_a};$$

$$v_a = \frac{0,008314 \cdot 396}{28,97 \cdot 0,2633} = 0,4319 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

4.3. Расчёт процесса сжатия

Текущие значения кинематической функции хода поршня:

$$\sigma_x = 1 + \frac{1}{\lambda} - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}.$$

Текущие значения удельного объёма рабочего тела:

$$v = \frac{v_a}{\varepsilon} \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma_x \right).$$

Текущие давления и давление в конце процесса сжатия определяются по формулам:

$$p = p_a \cdot \left(\frac{v_a}{v} \right)^{n_1}; p_y = p_a \cdot \left(\frac{v_a}{v_y} \right);$$

$$p_y = 0,2633 \cdot \left(\frac{0,4319}{0,03571} \right)^{1,35} = 7,622 \text{ МПа.}$$

Текущие температуры и температура в конце процесса сжатия

$$T = T_a \cdot \left(\frac{v_a}{v} \right)^{n_1 - 1}; T_y = T_a \cdot \left(\frac{v_a}{v_y} \right)^{n_1 - 1};$$

$$T_y = 396 \cdot \left(\frac{0,4319}{0,03571} \right)^{1,35 - 1} = 948,5 \text{ K.}$$

Удельная работа политропного процесса сжатия

$$l_{a-y} = \frac{p_a \cdot v_a - p_y \cdot v_y}{n_1 - 1};$$

$$l_{a-y} = \frac{0,2633 \cdot 0,4319 - 7,622 \cdot 0,03571}{1,35 - 1} = -0,4527 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}.$$

В таблице 7 указаны текущие параметры рабочего тела в процессе сжатия.

Таблица 7

Изменение параметров рабочего тела в процессе сжатия

α , град. ПКВ	σ_x	v , м ³ /кг	p , МПа	T , К
180	2	0,4319	0,263	396
190	1,98818	0,4295	0,265	397
200	1,95281	0,4225	0,271	399
210	1,89411	0,4107	0,281	403
220	1,81256	0,3944	0,297	409
230	1,70900	0,3737	0,320	416
240	1,58480	0,3489	0,351	427
250	1,44203	0,3203	0,394	440
260	1,28362	0,2886	0,453	456
270	1,11344	0,2546	0,537	476
280	0,93632	0,2192	0,657	502
290	0,75799	0,1835	0,835	534
300	0,58480	0,1489	1,108	575
310	0,42342	0,1166	1,541	626
320	0,28047	0,0880	2,252	691
330	0,16206	0,0644	3,438	771
340	0,07342	0,0466	5,309	863
350	0,01857	0,0357	7,622	948

4.4. Расчёт процесса сгорания

Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива в объёмных единицах

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right);$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{4} - \frac{0,01}{32} \right) = 0,495 \frac{\text{кмоль воздуха}}{\text{кг топлива}}.$$

Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива в массовых единицах

$$L'_0 = \frac{1}{0,232} \cdot \left(\frac{8 \cdot C}{3} + 8 \cdot H - O \right);$$

$$L'_0 = \frac{1}{0,232} \cdot \left(\frac{8 \cdot 0,86}{3} + 8 \cdot 0,13 - 0,01 \right) = 14,32 \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}.$$

Общая удельная использованная теплота сгорания

$$q_z = \frac{\xi \cdot H_u}{(1 + \gamma) \cdot \alpha \cdot L'_0};$$

$$q_z = \frac{0,87 \cdot 42,5}{(1 + 0,03374) \cdot 1,8 \cdot 14,3247} = 1,3872 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}.$$

Максимальное значение химического коэффициента молекулярного изменения

$$\beta_{0 \text{ макс}} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\alpha \cdot L_0};$$

$$\beta_{0 \text{ макс}} = 1 + \frac{0,13}{4} + \frac{0,01}{32} = 1,0369.$$

Максимальное значение действительного коэффициента молекулярного изменения

$$\beta_{\text{макс}} = \frac{\beta_{0 \text{ макс}} + \gamma}{1 + \gamma};$$

$$\beta_{\text{макс}} = \frac{1,0369 + 0,0337}{1 + 0,0337} = 1,0357.$$

Фактор теплоёмкости (его численное значение определяется на каждом шаге расчёта)

$$K_{1-2} = \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1};$$

где отношение теплоёмкостей

$$k_{1-2} = 1,259 + \frac{76,7}{T_{1-2}} - \left(0,005 + \frac{0,0372}{\alpha}\right) \cdot x_{1-2}.$$

Давление в конце элементарного участка:

$$p_2 = \frac{2 \cdot q_z \cdot (x_2 - x_1) + p_1 \cdot (K \cdot v_1 - v_2)}{K \cdot v_2 - v_1}.$$

Температура рабочего тела в конце элементарного участка

$$T_2 = \frac{T_y}{p_y \cdot v_y} \cdot \frac{p_2 \cdot v_2}{\beta_{1-2}}.$$

Доля выгоревшего топлива (текущее значение)

$$x = 1 - e^{-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}};$$

где φ – угол ПКВ, отсчитываемый от начала сгорания.

Среднее значение действительного коэффициента молекулярного изменения для элементарного участка

$$\beta_{1-2} = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}.$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения (текущее значение)

$$\beta = 1 + (\beta_{\text{макс}} - 1) \cdot x.$$

Отвлечённая скорость сгорания (текущее значение)

$$w_0 = 6,908 \cdot (m + 1) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^m \cdot (1 - x).$$

Численные значения параметров, характеризующих сгорание, приведены в таблице 8)

Таблица 8

Изменение параметров рабочего тела в процессе сгорания.

α , град ПКВ	φ , град ПКВ	σ_x	x_2	η_0	β	v , м ³ /кг	p , МПа	T , К
350	0	0,01857	0		1	0,0357	7,622	948
355	5	0,00465	0,1386	3,2918	1,0049	0,0329	10,438	1194
360	10	0	0,3040	3,2293	1,0108	0,0319	13,081	1447
365	15	0,00465	0,4562	2,8268	1,0162	0,0329	14,510	1642
370	20	0,01857	0,5853	2,3361	1,0208	0,0357	14,509	1772
375	25	0,04158	0,6900	1,8588	1,0246	0,0403	13,425	1843
380	30	0,07342	0,7722	1,4377	1,0275	0,0466	11,796	1870
385	35	0,11374	0,8350	1,0871	1,0297	0,0547	10,054	1864
390	40	0,16206	0,8820	0,8065	1,0314	0,0644	8,442	1838
395	45	0,21784	0,9167	0,5887	1,0326	0,0755	7,054	1799
400	50	0,28047	0,9418	0,4234	1,0335	0,0880	5,905	1754
405	55	0,34924	0,9597	0,3007	1,0342	0,1018	4,970	1706
410	60	0,42342	0,9724	0,2109	1,0346	0,1166	4,217	1657
415	65	0,50222	0,9813	0,1464	1,0349	0,1324	3,611	1610
420	70	0,58480	0,9874	0,1006	1,0352	0,1489	3,121	1565
425	75	0,67034	0,9916	0,0684	1,0353	0,1660	2,724	1522
430	80	0,75799	0,9944	0,0462	1,0354	0,1835	2,400	1483
435	85	0,84693	0,9963	0,0309	1,0355	0,2013	2,135	1446
440	90	0,93632	0,9976	0,0205	1,0355	0,2192	1,916	1413
445	95	1,02541	0,9984	0,0135	1,0356	0,2370	1,733	1383
450	100	1,11344	0,9990	0,0088	1,0356	0,2546	1,581	1355

Расчёт процесса сгорания показал, что максимальная температура цикла

$$T_{\text{макс}} = 1870 \text{ К};$$

максимальное давление цикла $p_{\text{макс}} = 14,51 \text{ МПа}$;

максимальная скорость нарастания давления

$$w_{p_{\text{макс}}} = \frac{(p_2 - p_1)_{\text{макс}}}{\Delta\varphi};$$

$$w_{p_{\text{макс}}} = \frac{10,438 - 7,622}{5} = 0,563 \text{ МПа/град ПКВ}.$$

Удельная работа газов в процессе сгорания:

$$l_{y-z} = \sum_1^n \left[\frac{p_1 + p_2}{2} \cdot (v_2 - v_1) \right] = 1,0002 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}},$$

здесь n – число элементарных участков на линии сгорания

Порядок определения работы, совершаемой в процессе сгорания, поясняется таблицей 9.

Таблица 9

К определению работы газов в процессе сгорания

α_2 , град ПКВ	v_2 , м ³ /кг	v_1 , м ³ /кг	p_2 , МПа	p_1 , МПа	$v_2 - v_1$, м ³ /кг	$(p_2 + p_1)/2$, МПа	$(p_2 + p_1) \cdot$ $(v_2 - v_1)/2$
350	0,0357		7,622				
355	0,0329	0,0357	10,438	7,622	-0,0028	9,03	-0,0252
360	0,0319	0,0329	13,081	10,438	-0,001	11,7595	-0,0117
365	0,0329	0,0319	14,51	13,081	0,001	13,7955	0,0137
370	0,0357	0,0329	14,509	14,51	0,0028	14,5095	0,0406
375	0,0403	0,0357	13,425	14,509	0,0046	13,967	0,0642
380	0,0466	0,0403	11,796	13,425	0,0063	12,6105	0,0794
385	0,0547	0,0466	10,054	11,796	0,0081	10,925	0,0884
390	0,0644	0,0547	8,442	10,054	0,0097	9,248	0,0897
395	0,0755	0,0644	7,054	8,442	0,0111	7,748	0,0860
400	0,088	0,0755	5,905	7,054	0,0125	6,4795	0,0809
405	0,1018	0,088	4,97	5,905	0,0138	5,4375	0,0750
410	0,1166	0,1018	4,217	4,97	0,0148	4,5935	0,0679
415	0,1324	0,1166	3,611	4,217	0,0158	3,914	0,0618
420	0,1489	0,1324	3,121	3,611	0,0165	3,366	0,0555
425	0,166	0,1489	2,724	3,121	0,0171	2,9225	0,0499
430	0,1835	0,166	2,4	2,724	0,0175	2,562	0,0448
435	0,2013	0,1835	2,135	2,4	0,0178	2,2675	0,0403
440	0,2192	0,2013	1,916	2,135	0,0179	2,0255	0,0362
445	0,237	0,2192	1,733	1,916	0,0178	1,8245	0,0324
450	0,2546	0,237	1,581	1,733	0,0176	1,657	0,0291
							$\Sigma=1,0002$

4.5. Расчёт процесса расширения

Текущие давления процесса расширения и давление в конце расширения определяются соответственно по выражениям:

$$p = p_z \cdot \left(\frac{v_z}{v}\right)^{n_z}; p_b = p_z \cdot \left(\frac{v_z}{v_b}\right)^{n_z};$$

$$p_b = 1,5818 \cdot \left(\frac{0,2547}{0,4319}\right)^{1,4} = 0,7549 \text{ МПа.}$$

Текущие температуры в процессе расширения и температура в конце расширения соответственно:

$$T = T_z \cdot \left(\frac{v_z}{v}\right)^{n_z-1}; T_b = T_z \cdot \left(\frac{v_z}{v_b}\right)^{n_z-1};$$

$$T_b = 1355,3 \cdot \left(\frac{0,2547}{0,4319}\right)^{1,4-1} = 1097,1 \text{ К.}$$

По результату расчёта процесса расширения составлена таблица 10.

Таблица 10

Численные значения параметров рабочего тела в процессе расширения

α , град ПКВ	σ_x	v , м ³ /кг	p , МПа	T , К
450	1,1134	0,2546	1,5817	1355
455	1,1997	0,2719	1,4430	1320
460	1,2836	0,2886	1,3270	1288
465	1,3645	0,3048	1,2294	1261
470	1,4420	0,3203	1,1470	1236
475	1,5155	0,3350	1,0771	1214
480	1,5848	0,3489	1,0178	1194
485	1,6493	0,3618	0,9673	1177
490	1,7090	0,3737	0,9243	1162
495	1,7634	0,3846	0,8879	1149
500	1,8125	0,3944	0,8571	1137
505	1,8561	0,4031	0,8313	1127
510	1,8941	0,4107	0,8099	1119
515	1,9263	0,4172	0,7924	1112
520	1,9528	0,4225	0,7785	1106
525	1,9734	0,4266	0,7680	1102
530	1,9881	0,4295	0,7606	1099
535	1,9970	0,4313	0,7563	1098
540	2	0,4319	0,7548	1097

Удельная работа, совершаемая рабочим телом в процессе политропического расширения

$$l_{z-b} = \frac{p_z \cdot v_z - p_b \cdot v_b}{n_1 - 1};$$

$$l_{z-b} = \frac{1,5818 \cdot 0,2546 - 0,7549 \cdot 0,4319}{1,4 - 1} = 0,1919 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}.$$

4.6. Определение индикаторных показателей цикла

Удельная работа цикла

$$l_i = l_{a-y} + l_{y-z} + l_{z-b};$$

$$l_i = -0,4524 + 0,9984 + 0,1919 = 0,7393 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}.$$

Среднее индикаторное давление цикла

$$p_i = \frac{\varepsilon \cdot l_i}{(\varepsilon - 1) \cdot v_a};$$

$$p_i = \frac{13,5 \cdot 0,7393}{(13,5 - 1) \cdot 0,4309} = 1,8485 \text{ МПа}.$$

Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{\xi \cdot l_i}{q_z};$$

$$\eta_i = \frac{0,87 \cdot 0,7393}{1,3872} = 0,4637.$$

Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i};$$

$$g_i = \frac{3600}{42,5 \cdot 0,4637} = 182,7 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

4.7. Определение эффективных показателей двигателя

Среднее давление механических потерь для двигателей с наддувом,

$$p_m = (p_k/p_0)^{b_1} \cdot (a + b \cdot C_n) + p_{нас};$$

где среднее давление насосных потерь

$$p_{нас} = 0,0212 - 0,0919 \cdot p_k + \frac{p_r}{p_k} \cdot (0,137 \cdot p_k - 0,0497);$$

$$p_{нас} = 0,0212 - 0,0919 \cdot 0,28 + \frac{0,246}{0,28} \cdot (0,137 \cdot 0,28 - 0,0497) = -0,0145 \text{ МПа}.$$

В записанных соотношениях b_1 , a , b — эмпирические коэффициенты. В данном случае $b_1 = 0,125$; $a = 0,045$; $b = 0,013$.

Средняя скорость поршня

$$C_n = \frac{S \cdot n}{30};$$

$$C_n = \frac{0,26 \cdot 1000}{30} = 8,667 \text{ м/с}.$$

Таким образом, давление механических потерь

$$p_m = (0,28/0,1013)^{0,125} \cdot (0,045 + 0,013 \cdot 8,667) - 0,0145 = 0,1646 \text{ МПа}.$$

Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m;$$

$$p_e = 1,8485 - 0,1646 = 1,6839 \text{ МПа}.$$

Определение основных размеров двигателя

Диаметр цилиндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{120 \cdot \tau \cdot N_e}{\pi \cdot (S/D) \cdot p_e \cdot i \cdot n}};$$

где N_e , i , n , τ – соответственно эффективная мощность, число цилиндров, частота вращения коленчатого вала и тактность двигателя (определены заданием); S/D – отношение хода поршня к диаметру цилиндра, этой величиной задаемся с учётом данных прототипа, $S/D = 260 / 260 = 1$;

$p_e = 1,6839$ МПа – рассчитанное выше среднее эффективное давление цикла,

$$D = \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 4 \cdot 3100}{3,14159 \cdot 1 \cdot 1,6839 \cdot 16 \cdot 1000}} = 2,6003 \text{ дм.}$$

Таким образом, ход поршня $S = \left(\frac{S}{D}\right) \cdot D = 1 \cdot 2,6003 = 2,6003$ дм.

В связи с высокой степенью совпадения величины хода поршня нет необходимости уточнять давление механических потерь и среднее эффективное давление. Механический КПД.

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i};$$

$$\eta_m = \frac{1,6839}{1,8485} = 0,9110.$$

Эффективный КПД.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m;$$

$$\eta_e = 0,4637 \cdot 0,911 = 0,4224.$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e};$$

$$g_e = \frac{3600}{42,5 \cdot 0,4224} = 200,54 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Для принятых основных размеров двигателя $D = 260$ мм и $S = 260$ мм рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S;$$

$$V_h = \frac{3,141 \cdot 0,26^2}{4} \cdot 0,26 = 13,804 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Литраж двигателя

$$V_L = V_h \cdot i;$$

$$V_L = 13,804 \cdot 16 = 220,867 \text{ л.}$$

Эффективная мощность двигателя

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_L \cdot n}{30 \cdot \tau};$$

$$N_e = \frac{1,6839 \cdot 220,87 \cdot 1000}{30 \cdot 4} = 3099,6 \text{ кВт.}$$

Часовой расход топлива

$$G_T = \frac{N_e \cdot g_e}{1000};$$

$$G_T = \frac{3099,6 \cdot 200,54}{1000} = 621,55 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

Индикаторная $p - v$ диаграмма цикла иллюстрируется рисунком 2. Характер изменения параметров рабочего тела в период сгорания иллюстрируется рисунком 3.

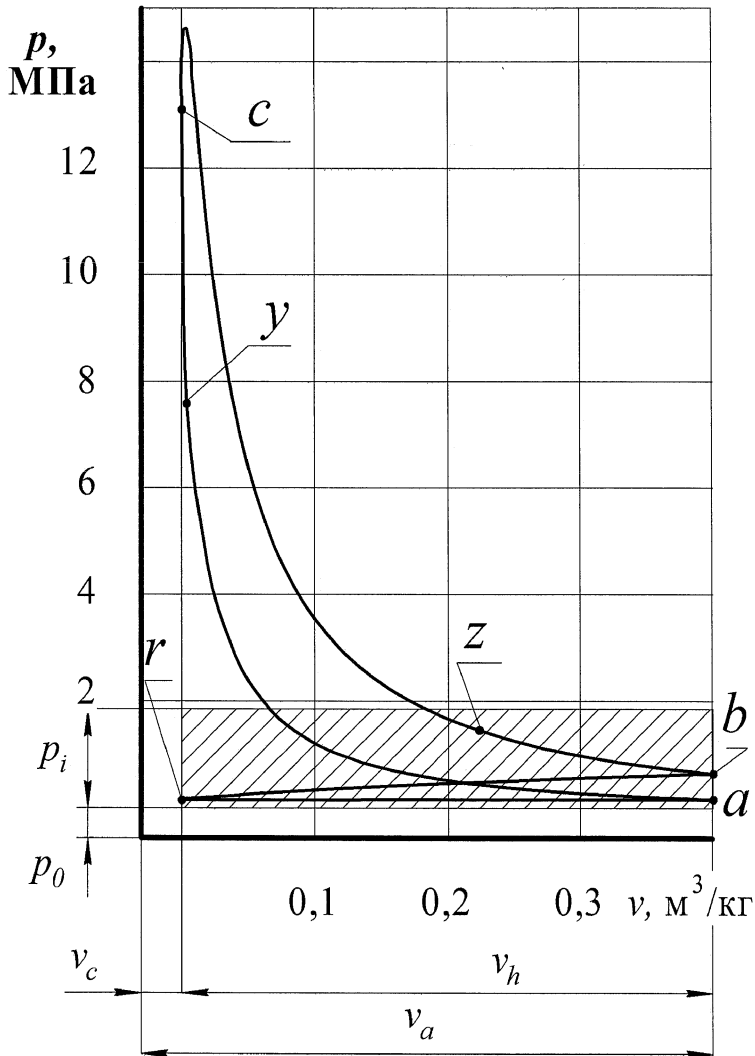


Рис. 2. Индикаторная $p - v$ диаграмма рабочего цикла дизеля

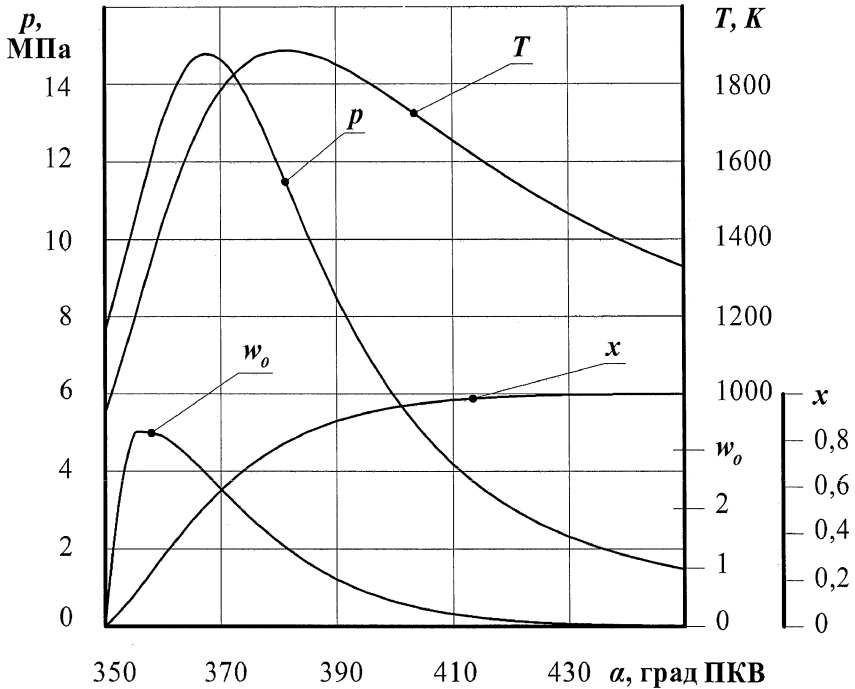


Рис. 3. Характер изменения давления p , температуры T , доли сгоревшего топлива x и отвлечённой скорости сгорания w_0 при работе дизеля на номинальном режиме

Результаты выполненного расчёта позволяют отметить, что численные значения основных конструктивных параметров двигателя (диаметра цилиндра и хода поршня), определённые расчётом, совпадают с соответствующими значениями параметров прототипа. Максимальное давление рабочего тела в цилиндре составляет 15,51 МПа и достигается в момент, когда поршень удаляется от ВМТ на 7,5 град. ПКВ. Моменты достижения максимального давления и максимальной температуры газов не совпадают: максимум температуры имеет место при положении поршня, соответствующем 20 град. ПКВ после ВМТ. Максимальная температура составляет 1870 К.

4.8. Расчёт внешней скоростной характеристики

Внешняя скоростная характеристика двигателя может быть выявлена на основании результатов теплового расчёта. Из теплового расчёта (применительно к номинальному режиму работы) известны: p_e – среднее эффективное давление цикла; g_e – удельный эффективный расход топлива; литрж двигателя $V_h \cdot i$; тактность τ).

Определяется максимальное значение среднего эффективного давления при работе двигателя по внешней скоростной характеристике (режим максимального крутящего момента)

$$p_e = K_M \cdot p_{e_n} = 1,1 \cdot 1,6735 = 1,8409 \text{ МПа},$$

где K_M – коэффициент приспособляемости по крутящему моменту (для дизелей его значение находится в пределах 1,07...1,15). Принимаем равным 1,1;

p_{e_n} – среднее эффективное давление при работе дизеля на режиме номинальной мощности (является результатом теплового расчёта), МПа.

Частота вращения для режима максимального крутящего момента

$$n_M = n_n / K_n = 1000 / 1,33 = 750 \text{ мин}^{-1},$$

K_n – коэффициент приспособляемости по частоте вращения (для дизелей находится в пределах 1,2...1,6). Принимаем равным 1,33; n_n – частота вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности.

Текущие значения среднего эффективного давления по внешней скоростной характеристике

$$p_e = p_{e_{\max}} - a \cdot (n - n_M)^2,$$

где a – постоянная величина

$$a = \frac{p_{e_n} \cdot (K_M - 1)}{(n_n - n_M)^2} = \frac{1,6735 \cdot (1,1 - 1)}{(1000 - 750)^2} = 2,678 \cdot 10^{-6} \text{ МПа/мин}^2.$$

Таким образом, для текущего среднего эффективного давления имеем

$$p_e = 1,8409 - 2,678 \cdot 10^{-6} \cdot (n - 750)^2, \text{ МПа}.$$

Диаметр цилиндра и ход поршня, а, следовательно, и рабочий объём цилиндра V_h известны из теплового расчёта. Это позволяет рассчитать эффективную мощность двигателя как функцию частоты вращения (полуэмпирическое уравнение внешней скоростной характеристики)

$$\begin{aligned} N_e &= \frac{V_h \cdot i}{30 \cdot \tau} \cdot p_{e_n} \cdot \left[K_M - \frac{K_M - 1}{(n_n - n_M)^2} \cdot \left(n - \frac{n_n}{K_n} \right)^2 \right] \cdot n = \\ &= \frac{13,804 \cdot 16}{30 \cdot 4} \cdot 1,6735 \cdot \left[1,1 - \frac{1,1 - 1}{(1000 - 750)^2} \cdot \left(n - \frac{1000}{1,33} \right)^2 \right] \cdot n. \end{aligned}$$

Текущее значение крутящего момента, рассчитываемого по выражению

$$M = 9549 \cdot \frac{N_e}{n}, \text{ Н} \cdot \text{ м}.$$

Удельный эффективный расход топлива оценивается по эмпирической зависимости. Например, для дизелей с неразделёнными камерами сгорания

$$g_e = g_{e_n} \cdot \left[1,55 - 1,55 \cdot \frac{n}{n_n} + \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 \right].$$

Часовой расход топлива

$$G_T = \frac{g_e \cdot N_e}{1000}, \text{ кг/час}.$$

Результаты расчётов сводятся в таблицу 11 и иллюстрируются графически, см. рис. 4.

Таблица 11

Численные значения параметров при работе дизеля по внешней скоростной характеристике

n , мин ⁻¹	p_e , МПа	N_e , кВт	M , Н·м	g_e , г/кВт·ч	G_T , кг/ч
400	1,513	1114	26588	219,9	244,9
500	1,674	1540	29412	206,7	318,4
600	1,781	1966	31294	197,7	388,7
700	1,834	2363	32235	192,6	455,2
750	1,841	2541	32353	191,6	486,9
800	1,834	2701	32235	191,6	517,5
900	1,781	2950	31294	194,6	574,1
1000	1,674	3080	29412	201,7	621,3

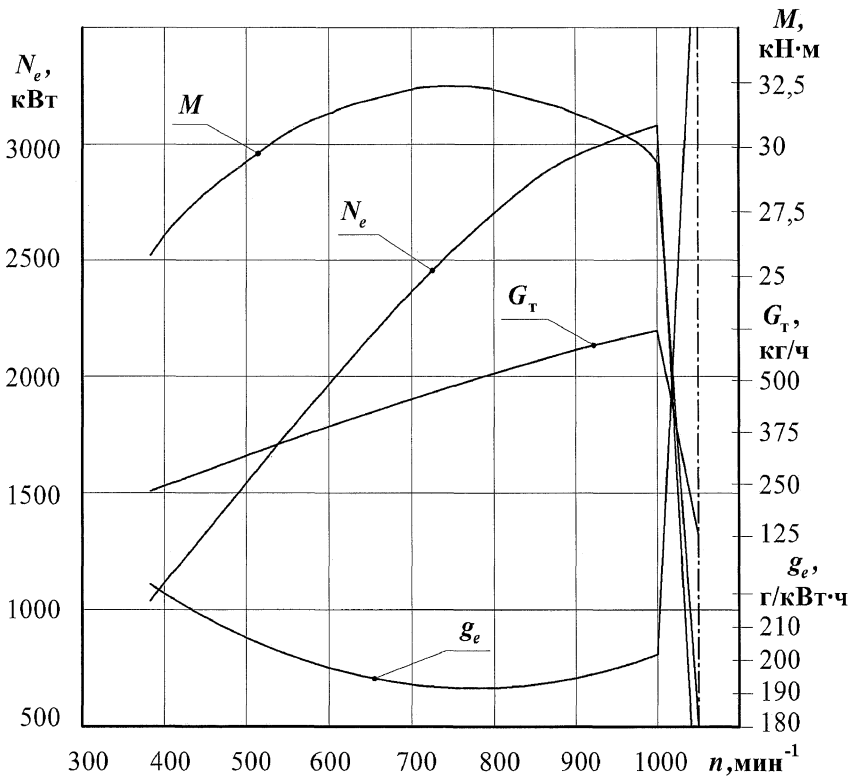


Рис. 4. Изменение основных показателей дизеля при работе по внешней скоростной характеристике

При построении регуляторных ветвей внешней скоростной характеристики, как правило, допускается, что максимальная частота вращения коленчатого вала при работе вхолостую связана с номинальной частотой вращения соотношением $n_{x,x \text{ макс}} = 1,03 \dots 1,06 \cdot n_n$. Отсюда вытекает простой метод построения регуляторных ветвей ВСХ (в частности, для мощности и крутящего момента): нужно просто соединить точки, соответствующие значениям мощности и момента при номинальных оборотах, с точкой, соответствующей значению частоты вращения при работе двигателя вхолостую, лежащей на линии абсцисс.

Результаты расчёта ВСХ позволяют заключить, что при работе двигателя на режимах, определяемых безрегуляторной ветвью характеристики, изменение удельного эффективного расхода топлива в функции частоты вращения отображается параболической линией. Минимальное значение удельного расхода топлива соответствует частотам 700...800 об/мин и составляет 190 г/кВт · ч. При переходе на режим работы с максимальным значением крутящего момента мощность двигателя снижается (по отношению к номинальной, равной 3080 кВт) до 2541 кВт, что объясняется снижением частоты вращения двигателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Фарафонов, М.Ф. Автомобильные двигатели: Учебное пособие для студентов-Заочников / М.Ф. Фарафонов – Челябинск: ЧГТУ, 1990. – 70 с.
2. Вибе, И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания: Конспект лекций / И.И. Вибе. – Челябинск: ЧПИ, 1974. – 252 с.
3. Лазарев Е.А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей: Учебное пособие / Е.А. Лазарев. – Челябинск: ЧГТУ, 1995. – 360 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 376 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых двигателей / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
6. Тракторные дизели: Справочник / В.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др.; под общ. ред. Б.А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.
7. Ханин, Н.С. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев и др. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.
8. Файнлейб, Б.И. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник / Б.И. Файнлейб. – Ленинград: Машиностроение, 1990.
9. Дмитриевский, А.В., Бензиновые двигатели / А.В. Дмитриевский, А.С. Тюфяков. – Москва: Машиностроение, 1993. – 238 с.
10. Гришин, А.И. Дизель ЗИЛ–645: Устройство, эксплуатация и ремонт / А.И. Гришин, Е.В. Аленовский, Е.А., Сиротин. – М.: Машиностроение, 1995. – 127 с.
11. Трактор ДЭТ–250 и его модификации / под ред. А.С. Писаревского. – М.: Машиностроение, 1975. – 424 с.
12. Лазарев, А.А. Двигатели Д–130 и Д–160 / А.А. Лазарев, М.А. Ефимов – Москва: Машиностроение, 1974. – 280 с.
13. Трактор Т–150 / под ред. Б.П. Кашубы, И.А. Коваля. – Харьков: "Прапор", 1973. – 296 с.
14. Методические указания к дипломному проектированию. (Специальность 15.01 – «Двигатели внутреннего сгорания»). – Челябинск: ЧГТУ, 1990. – 37 с.
15. Теория рабочих процессов ДВС: Методические указания по выполнению курсовой работы / сост. Б.А. Шароглазов, С.И. Кавьяров. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 1997 г. – 12 с.
16. Шароглазов, Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: Компьютерная версия учебника / Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, В.В. Клементьев. – Челябинск, ЮУрГУ, 2004.
17. Шароглазов, Б.А. Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания: учебное пособие для выполнения лабораторных работ / Б.А. Шароглазов, П.Н. Баранов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. – 55 с.

Учебное издание

Шароглазов Борис Александрович,
Гофман Александр Викторович

ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ И МОДЕЛИРОВАНИЕ
ПРОЦЕССОВ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ

Учебное пособие
по выполнению курсовой работы

Техн. редактор *А.В. Миних*

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 26.12.2014. Формат 60×84 1/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 1,86. Тираж 100 экз. Заказ 786/573.

Отпечатано в типографии Издательского центра ЮУрГУ.
454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.